This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

Sci 1480.188

HARVARD COLLEGE LIBRARY

BOUGHT FROM THE INCOME OF THE FUND
BEQUEATHED BY
PETER PAUL FRANCIS DEGRAND
(1787-1855)
OF BOSTON

FOR FRENCH WORKS AND PERIODICALS ON THE EXACT SCIENCES
AND ON CHEMISTRY, ASTRONOMY AND OTHER SCIENCES
APPLIED TO THE ARTS AND TO NAVIGATION

SCIENCE CENTER LIBRARY

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

N° 18.

SESSION DE 1907.

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

1907

Sci 1480.188

HARVARD COLLEGE
JUL 27.1920
LIBRARY

Sieg'mund fund

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

ADOPTÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE LE 9 MAI 1905.

I. — But et composition de l'Association.

ARTICLE PREMIER. — L'Association dite *Association Technique Maritime,* fondée en 1888, a pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, navigateurs, armateurs, yachtmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions, lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger, et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres, qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales, les méthodes d'exploitation maritime et la marine en général.

Sa durée est illimitée.

Elle a son siège social à Paris.

ART. 2. — L'Association se compose de membres *titulaires,* de membres *donateurs,* de membres *bienfaiteurs* et de membres d'*honneur.*

Pour être membre titulaire, il faut :

1° Être présenté par deux membres de l'Association, et agréé par le Conseil d'Administration;

2° Payer une cotisation annuelle, dont le minimum est de 30fr.

La cotisation peut être rachetée en versant une somme de 400fr.

Pour être membre donateur, il faut être agréé par le Conseil, et verser une somme de 1000fr au moins. Pourront aussi être nommés membres donateurs les Sociétés ou Collectivités ayant versé une somme d'au moins 1000fr. Ces Sociétés ou Collectivités auront le droit de se faire représenter par un délégué aux Assemblées Générales, et à toutes les réunions de l'Association.

Pour être membre bienfaiteur, il faut être agréé par le Conseil, et avoir fait à l'Association une importante libéralité.

Peuvent être nommées membres d'honneur des personnalités auxquelles l'Association voudra conférer une distinction honorifique. Ils ne payent pas de cotisation.

Art. 3. — La qualité de membre de l'Association se perd :

1° Par la démission;

2° Par la radiation prononcée, pour motifs graves, par le Conseil d'Administration, le membre intéressé ayant été préalablement appelé à fournir ses explications, sauf recours à l'Assemblée Générale.

II. — Administration et fonctionnement.

Art. 4. — L'Association est administrée par un Conseil composé de 24 membres, élus pour quatre ans par l'Assemblée Générale.

En cas de vacance, le Conseil pourvoit au remplacement de ses membres, sauf ratification par la plus prochaine Assemblée Générale.

Les membres du Conseil doivent être Français, et jouir de leurs droits civils et politiques.

Le renouvellement du Conseil a lieu par quarts.

Les membres sortants sont rééligibles.

Le Conseil choisit parmi ses membres un Bureau composé des Président, Vice-Présidents, Secrétaires et Trésorier.

Le Bureau est élu pour un an; les membres sont rééligibles.

Art. 5. — Le Conseil se réunit tous les trois mois, et chaque fois qu'il est convoqué par son Président, ou sur la demande du quart de ses membres.

La présence du quart des membres du Conseil d'Administration est nécessaire pour la validité de ses délibérations.

Il est tenu procès-verbal des séances.

Les procès-verbaux sont signés par le Président et un Secrétaire.

Art. 6. — Toutes les fonctions du Conseil d'Administration et du Bureau sont gratuites.

Art. 7. — L'Assemblée Générale des membres titulaires, donateurs, bienfaiteurs et d'honneur de l'Association se réunit chaque année, et chaque fois qu'elle est convoquée par le Conseil d'Administration, ou sur la demande du quart au moins de ses membres.

Son ordre du jour est réglé par le Conseil d'Administration.

Son Bureau est celui du Conseil.

Elle entend les rapports sur la gestion du Conseil d'Administration, sur la situation financière et morale de l'Association.

Elle approuve les comptes de l'exercice clos, vote le budget de l'exercice suivant, délibère sur les questions à l'ordre du jour et pourvoit au renouvellement des membres du Conseil d'Administration.

Ce rapport annuel et les comptes sont adressés chaque année à tous les membres de l'Association.

Art. 8. — Les dépenses sont ordonnancées par le Président.

L'Association est représentée par lui en justice, et dans tous les actes de la vie civile.

En cas d'empêchement absolu, le Président peut être remplacé par un membre du Bureau désigné par le Conseil d'Administration.

Art. 9. — Les délibérations du Conseil d'Administration, relatives aux acquisitions, échanges et aliénations d'immeubles nécessaires au but poursuivi par l'Association, constitution d'hypothèques sur lesdits immeubles, baux excédant neuf années, aliénation de biens dépendant du fonds de réserve et emprunts, ne sont valables qu'après l'approbation de l'Assemblée Générale.

Art. 10. — Les délibérations du Conseil d'Administration relatives à l'acceptation des dons et legs ne sont valables qu'après l'approbation administrative donnée dans les conditions prévues par l'art. 910 du Code civil, et les art. 5 et 7 de la loi du 4 février 1901.

Les délibérations de l'Assemblée Générale relatives aux aliénations de biens dépendant du fonds de réserve ne sont valables qu'après l'approbation du Gouvernement.

Art. 11. — Le Conseil d'Administration est chargé de la gestion générale de l'Association.

Le Trésorier est chargé de la conservation des capitaux de l'Association, du recouvrement de ses recettes et de l'acquittement de ses dépenses. Ses comptes sont examinés chaque année, avant l'Assemblée générale, par un Comité spécial composé de trois membres appartenant au Conseil, désignés par le Président. Les comptes leur sont remis par le Trésorier quinze jours au moins avant l'Assemblée Générale.

Les Secrétaires sont chargés de la correspondance, de la rédaction des procès-verbaux des séances du Conseil d'Administration et des Assemblées générales, de la publication du Bulletin et de la conservation de la Bibliothèque.

III. — Fonds de réserve et ressources annuelles.

Art. 12. — Le fonds de réserve comprend :

1° La dotation;

2° Le dixième au moins du revenu des biens de l'Association;

3° Les sommes versées pour le rachat des cotisations par les membres titulaires et donateurs;

4° Le capital provenant des libéralités sans affectation spéciale.

Art. 13. — Le fonds de réserve est placé en rentes nominatives sur l'État, ou en obligations de chemins de fer, dont le minimum d'intérêt est garanti par l'État.

Il peut être également employé à l'acquisition d'immeubles nécessaires au but poursuivi par l'Association.

Art. 14. — Les recettes annuelles de l'Association se composent :

1° Des cotisations et souscriptions de ses membres;

2° Des subventions qui pourront lui être accordées;

3° Du produit des libéralités dont l'emploi immédiat a été autorisé, des ressources créées à titre exceptionnel, et, s'il y a lieu, avec l'agrément de l'autorité compétente;

4° Du revenu de ses biens;

5° Du produit de la vente de ses publications.

IV. — Modification des statuts, et dissolution.

Art. 15. — Les Statuts ne peuvent être modifiés que sur la proposition du Conseil d'Administration ou du dixième des membres titulaires, soumise au Bureau au moins un mois avant la séance.

L'Assemblée extraordinaire, convoquée spécialement à cet effet, ne peut modifier les statuts qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

L'Assemblée doit se composer du quart au moins des membres en exercice.

Si cette proposition n'est pas atteinte, l'Assemblée est convoquée de nouveau, mais à quinze jours au moins d'intervalle, et cette fois elle peut valablement délibérer, quel que soit le nombre des membres présents. Dans tous les cas, la modification ne peut être votée qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 16. — L'Assemblée Générale appelée à se prononcer sur la dissolution de l'Association, et convoquée spécialement à cet effet, doit comprendre au moins la moitié plus un des membres en exercice.

Si cette proportion n'est pas atteinte, l'Assemblée est convoquée de nouveau, mais à quinze jours au moins d'intervalle, et cette fois elle peut valablement délibérer quel que soit le nombre des membres présents. Dans tous les cas, la dissolution ne peut être votée qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 17. — En cas de dissolution, volontaire, statutaire, prononcée en justice ou par décret, ou en cas de retrait du décret de reconnaissance de l'Association comme Établissement d'utilité publique, l'Assemblée générale désigne un ou plusieurs commissaires chargés de la liquidation des biens de l'Association.

Elle attribue l'actif net à un ou plusieurs établissements analogues, publics ou reconnus d'utilité publique.

Ces délibérations sont adressées sans délai au Ministre de l'Intérieur et au Ministre de la Marine.

Art. 18. — Les délibérations de l'Assemblée générale prévue aux art. 15, 16 et 17 ne sont valables qu'après l'approbation du Gouvernement.

V. — Surveillance et règlement intérieur.

Art. 19. — Le Président devra faire connaître dans les trois mois à la Préfecture de la Seine tous les changements survenus dans l'Administration et la direction.

Les registres et pièces de comptabilité de l'Association seront présentés sans déplacement, sur toute réquisition du Préfet, à lui-même ou à son délégué.

Le rapport annuel et les comptes sont adressés chaque année au Préfet de la Seine, au Ministre de l'Intérieur et au Ministre de la Marine.

Art. 20. — Le Ministre de la Marine aura le droit de faire visiter par ses délégués les établissements fondés par l'Association, et de se faire rendre compte de leur fonctionnement.

Art. 21. — Un règlement préparé par le Conseil d'Administration, et approuvé par l'Assemblée générale arrête les conditions de détail propres à assurer l'exécution des présents Statuts.

RÈGLEMENT INTÉRIEUR

ADOPTÉ PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 9 MAI 1905.

Recrutement des membres.

Art. 1. — Pour être nommé membre de l'Association Technique Maritime, il faut être âgé de 21 ans au moins. Les candidats devront en outre s'occuper ou s'être occupés de la construction des navires, de celle des machines ou chaudières de navires, des machines auxiliaires susceptibles d'être appropriées aux navires ou à leur exploitation, de ports maritimes, de navigation militaire, commerciale ou de plaisance, d'hydrographie, d'armement de navires, d'assurances maritimes, de classification des navires, de législation maritime, de sauvetage des bateaux, etc., et, d'une façon générale, être choisis parmi les personnes, qui, par leurs occupations habituelles, leurs travaux antérieurs ou leurs études scientifiques, s'intéressent aux questions techniques maritimes, et sont à même de les discuter.

Cotisations.

Art. 2. — Les cotisations des membres titulaires sont dues à partir du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. Les membres faisant déjà partie de l'Association doivent verser leur cotisation dans le premier trimestre de chaque année. A défaut de paiement de la cotisation pendant deux années consécutives, le Conseil peut prononcer la radiation du membre en retard, après mise en demeure par lettre recommandée.

Le Conseil peut accorder des dispenses de cotisation aux membres qui se trouvent dans des conditions spéciales, ou accepter en paiement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Publications.

Art. 3. — L'Association publie au commencement de chaque année un Annuaire, dont un exemplaire est envoyé à chaque membre. Des exemplaires supplémentaires pourront être mis à la disposition des membres dans un but de propagande.

L'Association publie également un Bulletin, dans lequel sont insérés des mémoires émanant de membres de l'Association ou de personnes étrangères.

Le Conseil est seul juge du choix des mémoires à insérer dans le Bulletin. Tout mémoire remis à l'Association devient sa propriété. S'il n'est pas inséré dans le Bulletin de l'Association, il peut être rendu à son auteur.

Tout mémoire accepté par l'Association ne peut être publié ailleurs qu'avec son autorisation écrite.

Le Bulletin est adressé à tous les membres de l'Association; il n'est adressé aux membres titulaires qu'après acquittement de la cotisation de l'année courante.

Une collection aussi complète qu'il se pourra du Bulletin sera remise à tous les membres nouveaux Donateurs et Bienfaiteurs.

Les exemplaires du Bulletin en excédent peuvent être livrés aux membres titulaires nouveaux au prix de 10fr l'exemplaire, sauf le Bulletin n° 1, qui leur sera remis gratuitement. Le Conseil pourra agir de même à l'égard de membres anciens, qui désireraient compléter leur collection.

Les exemplaires en excédent pourront également être livrés à des personnes n'appartenant pas à l'Association, contre versement d'un prix fixé par le Conseil.

Conseil d'Administration.

Art. 4. — Le Conseil d'Administration comprend un Président, six Vice-Présidents, un Secrétaire général, un Secrétaire, un Secrétaire-adjoint, un Trésorier et treize membres.

Les secrétaires et le trésorier doivent habituellement résider à Paris.

Le Conseil se réunit sur la convocation et sous la présidence du Président ou d'un Vice-Président. En cas d'absence du Président et des Vice-Présidents, le plus âgé des membres présents prend la présidence de la réunion.

En cas de partage des voix, celle du président de la réunion est prépondérante.

Assemblées Générales et réunions.

Art. 5. — Une Assemblée Générale a lieu, en général, au mois de mai. La présidence d'honneur de cette Assemblée peut être déférée à une notabilité choisie par le Conseil.

A cette Assemblée, après délibération sur les objets définis par l'article 7 des Statuts, les mémoires présentés et acceptés par le Conseil d'Administration sont lus et discutés.

Le Conseil d'Administration peut organiser d'autres réunions, soit à Paris, soit dans d'autres localités.

Les discussions politiques et religieuses sont interdites dans toutes les réunions.

Gestion financière.

Art. 6. — Après prélèvement statutaire pour attribution au fonds de réserve, les ressources de l'Association sont employées au paiement des frais de toutes sortes nécessités par l'Administration, à la publication du Bulletin, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année sont placées par les soins du Conseil, ou réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

La somme nécessaire pour faire face aux dépenses courantes, déterminée par le Conseil, reste entre les mains du Trésorier.

Les fonds dont l'emploi n'est pas immédiatement prévu sont déposés dans un établissement de crédit, et n'en peuvent être retirés que sous la signature collective du Président et du Trésorier. En cas d'empêchement, chacun d'eux peut être remplacé par un Vice-Président désigné par le Conseil.

FONDATION CANET.

Règlement

délibéré par le Bureau (1) *le* 9 *mai, et accepté par M. Canet le* 11 *mai* 1901.

DISPOSITIONS FINANCIÈRES.

Art. 1. — Les arrérages de la Fondation Canet sont consacrés, conformément aux intentions du donateur, à des encouragements, tels que médailles, prix en espèces, bourses de voyage à l'étranger, etc., de nature à récompenser ou à provoquer des progrès dans l'art des Constructions navales (2).

Art. 2. — Les valeurs qui forment le capital de cette Fondation sont, ainsi que ses arrérages, placées dans les caisses d'un établissement de crédit, et n'en peuvent sortir que sur la double signature du Président et du Trésorier.

Art. 3. — Il est tenu, dans les écritures de l'Association, un compte spécial du capital, des arrérages et intérêts des arrérages, de manière qu'il ne puisse y avoir confusion avec les ressources ordinaires de l'Association. Les arrérages dont il n'aura pas été fait emploi pendant un exercice seront reportés à l'exercice suivant, et au même compte.

Art. 4. — En cas de remboursement des valeurs constituant le capital, les sommes provenant de ce remboursement seront placées à nouveau, et les arrérages recevront la destination indiquée.

Art. 5. — Il ne peut être fait aucun prélèvement sur le capital.

En cas de dissolution de l'Association Technique Maritime, ce capital, ainsi que les arrérages non employés, seraient versés, conformément à l'article 12 (3) des Statuts, et aux intentions du donateur, à la Société des Ingénieurs civils de France.

Art. 6. — Les encouragements ci-dessus visés sont attribués par le Bureau, sans périodicité fixe, quand il les jugera utiles, et sous la forme qu'il choisira, dans les limites où l'accumulation des arrérages le permettra. Toutefois le Bureau pourra décider, pour parfaire la somme nécessaire, que les ressources ordinaires de l'Association feront à la Fondation Canet une avance, laquelle sera remboursée sur les plus prochaines recettes de cette Fondation.

---

(1) Dans les statuts actuels, le Conseil a remplacé le Bureau, qui figurait dans les statuts antérieurs.

(2) Les mots *art des Constructions navales* doivent être entendus dans leur sens le plus large, et s'appliquent également aux progrès dans les machines, l'artillerie navale, etc.

(3) Article 17 des statuts actuels.

Art. 7. — Les décisions relatives à l'attribution des encouragements ci-dessus visés devront être prises par le Bureau, cinq membres au moins étant présents. Ils ne peuvent être attribués à aucun des membres du Bureau.

DISPOSITIONS RELATIVES AUX BOURSES DE VOYAGE.

Art. 1. — Quand le Bureau de l'Association aura décidé que la situation de la Fondation Canet permet la création d'une bourse de voyage, dont il fixera l'importance, le Secrétaire général portera cette décision à la connaissance des membres de l'Association, et les invitera à faire connaître s'ils ont des candidats à proposer.

Art. 2. — Tout candidat à une bourse de voyage devra être présenté par un ou plusieurs membres de l'Association, déclarant qu'ils connaissent personnellement le candidat, et qu'ils sont d'avis qu'une bourse de voyage lui sera utile pour compléter son éducation technique.

Art. 3. — Le Bureau reste seul juge de l'opportunité d'allouer au candidat une bourse de voyage, et, s'il y a plusieurs candidats, du choix du titulaire.

Art. 4. — Le titulaire d'une bourse de voyage devra justifier de son séjour dans le pays qui lui sera indiqué pendant le temps prescrit, et devra adresser à l'Association, dans les trois mois qui suivront son retour, un mémoire sur les observations qu'il aura pu recueillir, tant sur des questions de son choix, que sur des points spéciaux indiqués par l'Association. Ce mémoire deviendra la propriété de l'Association, qui pourra l'insérer en tout ou partie dans son Bulletin; aucune partie ne pourra être publiée ailleurs sans son autorisation.

ANNÉE 1907.

CONSEIL.

Président : M. Bertin, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Membre de l'Institut.

Vice-présidents :
- M. Chassreloup-Laubat (Marquis de), Ingénieur civil.
- M. Hauser, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.
- M. Huin, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve.
- M. Leclert, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.
- M. Menier (Henri), Ingénieur civil.
- M. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Membres :
- M. Barguillet, Mécanicien Inspecteur général de la Marine.
- M. Bordes (Adolphe), Armateur.
- M. Carié, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
- M. Cloarec, Directeur de la Ligue maritime Française.
- M. Doyère, Ingénieur en chef du Génie maritime.
- M. Fliche, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.
- M. Guyou, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
- M. Hart, Ingénieur du Chemin de fer du Nord.
- M. Menier (Gaston), Ingénieur civil.
- M. Piaud, Ingénieur du Génie maritime, en retraite.
- M. Rateau, Ingénieur au Corps des Mines.
- M. Rueff, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.
- M. Terré, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.

Secrétaire général : M. Ferrand, Ingénieur en chef du Génie maritime.

Secrétaire : M. Tellier, Ingénieur-Constructeur.

Trésorier : M. Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas.

LISTE DES MEMBRES DONATEURS.

Société Anonyme des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

MM. Delaunay-Belleville et Cie, Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

Société Anonyme des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Société Anonyme des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 40, rue d'Anjou, Paris, 8e.

Société Anonyme des Aciéries et Forges de Firminy, Firminy (Loire).

MM. Gio. Ansaldo et Cie, Gênes (Italie).

S. A. le Prince Roland Bonaparte, 10, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

Compagnie des Forges et Aciéries de la Marine et des Chemins de fer, Saint-Chamond (Loire).

M. Menier (Henri), Ingénieur civil, 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8e.

La Ligue Maritime Française, 39, boulevard des Capucines, Paris, 2e.

Usines Baltiques de Constructions navales de la Marine Impériale Russe, 18, Kogevennaïa linia V.O., Saint-Pétersbourg (Russie).

M. J.-A. Normand, Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, Le Havre.

LISTE DES MEMBRES D'HONNEUR.

White (Sir William), K.C.B., L.L.D., Sc.D., F.R.S., Cedarcroft, Putney Heath, Londres, S.W. (Angleterre).

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES (1)

(8 mai 1907).

MM.

AFANASSIEF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 22, Bolchoï prospekt, Vassili Ostrov, Saint-Pétersbourg (Russie).

AFONASSIEF, Inspecteur général des machines de la Marine Impériale Russe, 22, Bolchoï prospekt, Vassili Ostrov, Saint-Pétersbourg (Russie).

AGOULT (D'), Ancien Officier de Marine, 19, boulevard Latour-Maubourg, Paris, 7e.

ALEXANDREANU, Ingénieur en chef de la Marine Roumaine, Directeur de l'Arsenal, rue Michel-le-Brave, Galatz (Roumanie).

ALLEST (D'), Administrateur-délégué des Chantiers et Ateliers de Provence, Administrateur de la Compagnie Générale Transatlantique, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ANSALDO (Gio) et Cie (M. D.), Gênes (Italie).

ARBEL (Pierre), Administrateur-délégué des Forges de Douai, 103, avenue Henri Martin, Paris, 16e.

ARCHINARD, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 41, quai d'Asnières, Villeneuve-la-Garenne (Seine).

ARMAN DE CAILLAVET, Ingénieur naval, 12, avenue Hoche, Paris, 8e.

ARMINOT, Inspecteur du Bureau Veritas, 3, rue Mazagran, Nantes.

ATHOUGIA (D'), Ingénieur de la Marine Royale Portugaise, 13, rua de la Paz, Lisbonne (Portugal).

AUDRA, Courtier-juré d'Assurances, 44, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2e.

AUROUS, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

AUSCHER, Ingénieur en chef du Génie maritime, Sous-Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, 85, rue du Ranelagh, Paris, 16e.

BACLÉ, Ingénieur civil, 57, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

BACOT, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 27, quai d'Orsay, Paris, 7e.

BAFFERT, Ingénieur principal du Génie maritime, Toulon.

BAL (ED.), Administrateur-délégué du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BANKSON, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Yard, Philadelphie (Penn.) (États-Unis).

BARGUILLET, Mécanicien Inspecteur général de la Marine, 74, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11e.

BARON, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, Directeur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 50, rue du Tondu, Bordeaux.

BASSETTI, Ingénieur des Constructions navales, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 110, boulevard Magenta, Paris, 10e.

---

(1) **M. D.**, membre donateur; **M. H**, membre d'honneur; **S. P.**, souscripteur perpétuel.

MM.

BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau, 27, avenue Bugeaud, Paris, 16e.

BEAUSIRE, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur des Établissements Delaunay-Belleville, à Saint-Denis (Seine).

BERLHE DE BERLHE, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BERNARD, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 122, boulevard de Strasbourg, le Havre.

BERNARDI, Directeur technique du Chantier naval Odero, Gênes (Italie).

BERNHEIM, Ingénieur en chef du Génie maritime, 21, avenue Mac-Mahon, Paris, 17e.

BERRIER-FONTAINE, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, 16, boulevard de Strasbourg, Toulon.

BERTIN, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Membre de l'Institut, 8, rue Garancière, Paris, 6e.

BERTRAND, Chef du service administratif du Bureau Veritas, 17, rue de la Terrasse, Paris, 17e.

BESSON, Ingénieur en chef du Génie maritime, Escadre de la Méditerranée.

BLOM, Ingénieur civil des Constructions navales, Directeur de l'Arsenal Royal, Horten (Norvège).

BOCHET, Ingénieur en chef de la maison Sautter, Harlé et Cie, 26, avenue Suffren, Paris, 15e.

BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, 19, rue de la Darse, Marseille.

BOKLEVSKY, Ancien Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Doyen de l'Institut Polytechnique, Sosnovka, Saint-Pétersbourg (Russie).

BONAPARTE (S. A. le Prince Roland) (M. D.), 10, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

BONNARDEL (I.), Administrateur de la Compagnie de Navigation du Rhône, 44, avenue des Champs-Élysées, Paris, 8e.

BONNET (A.), Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 59, rue Tourneville, le Havre.

BORDES (Adolphe), Armateur, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

BORJA DE MOZOTA, Administrateur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BOSSIÈRE (Henry), Courtier maritime, 95, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

BOULVIN, Ingénieur principal de la Marine Belge, Professeur à l'Université, 18, boulevard du Fort, Gand (Belgique).

BOURDON (Édouard), Ingénieur-Constructeur, 27, avenue de l'Alma, Paris, 8e.

BRACE, Ingénieur-Constructeur, 25, Water street, Liverpool (Angleterre).

BRASSEY (The right Honorable) K.C.B., 4, Great George Street, Westminster, Londres (Angleterre).

BRETEL, Officier de Marine en retraite, Inspecteur technique de la Compagnie d'Assurances La Foncière, et du Comptoir d'Escompte, 48, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2e.

BRICARD (H.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Le Havre.

BRILLIÉ, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), boulevard de l'Océan, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

BRIX, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, en retraite, Directeur technique des Ateliers mécaniques de la Société Franco-Russe, 17, Prajshka, Saint-Pétersbourg (Russie).

BROSSER, Ingénieur en chef du Génie maritime, Cherbourg.

MM.

Bruneau, Ingénieur du Génie maritime, 1 *bis*, rue Victor Hugo, Rochefort.

Busley, Professeur et Conseiller intime de Régence, 2, Kronprinz ufer, Berlin, N. W. (Allemagne).

Cabart-Danneville, Sénateur de la Manche, 143, boulevard Saint-Michel, Paris, 5e.

Cabrol (Ph. de), Administrateur-délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Cal y Diaz (Antonio), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Professeur à l'École navale, Le Ferrol (Espagne).

Cal y Diaz (Alfredo), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Le Ferrol (Espagne).

Canet, Ancien Directeur du service de l'artillerie de MM. Schneider et Cie, Ancien Président de la Société des Ingénieurs civils de France (S. P.), 87, avenue Henri-Martin, Paris, 16e.

Capus, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

Carié, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Carvalho Dann e Lorena (de), Ingénieur de la Marine Royale Portugaise, Arsenal de Lisbonne (Portugal).

Castelnau, Ingénieur en chef du Génie maritime, Toulon.

Cazes, Ingénieur, 62, rue Caumartin, Paris, 9e.

Chace (Mason Smith), 31, Water street, Dorchester, Boston (Mass.) (États-Unis).

Chanu, Courtier-Juré d'Assurances, 34, rue Vivienne, Paris, 2e.

Chapman, Ingénieur civil, 10, rue Laffitte, Paris, 9e.

Charles-Roux, Ancien Député, Président de la Société des Chantiers et Ateliers de Provence, 12, rue Pierre-Charron, Paris, 8e.

Chasseloup-Laubat (Marquis de), Ingénieur civil (S. P.), 51, avenue Montaigne, Paris, 8e.

Chaudoye, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Chevreux, Ingénieur civil, 11, boulevard d'Argenson, Neuilly-sur-Seine (Seine).

Choron, Directeur du Génie maritime, Cherbourg.

Claparède (Cl.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil (Seine-et-Oise).

Claparède (Fr.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil (Seine-et-Oise).

Clauzel, Directeur du Génie maritime, Rochefort.

Cleef (J.-E. van), Ancien Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Ingénieur civil des Constructions navales, 140, St-Anna Street, Nimègue (Hollande).

Clermont (de), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, rue Barbette, Paris, 3e.

Cloarec (Paul), Directeur de la Ligue Maritime Française, 39, boulevard des Capucines, Paris, 2e.

Colinet, Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 80, rue du Parlement, Sainte-Catherine, Bordeaux.

Comerma y Batalla, Général du Génie maritime Espagnol, Le Ferrol (Espagne).

COMPAGNIE DES FORGES ET ACIÉRIES DE LA MARINE ET DES CHEMINS DE FER (M. D.), Saint-Chamond (Loire).

COMPAGNIE GÉNÉRALE TRANSATLANTIQUE (M. D.), 6, rue Auber, Paris, 9e.

Compère, Ingénieur-Directeur de l'Association Parisienne des propriétaires d'appareils à vapeur, 66, rue de Rome, Paris, 8e.

MM.

Cop, Ingénieur de la Marine Néerlandaise, 29, Orange plantage, Delft (Hollande).

Courville (de), Ingénieur en chef du Génie maritime, Professeur à l'École supérieure de Marine, 44, rue du Cherche-Midi, Paris, 6e.

Coville, Ingénieur en chef des Chantiers de Graville, 7, rue Saint-Michel, Le Havre.

Crets, Ingénieur en chef, Directeur du chantier Cockerill, Hoboken (Belgique).

Croll (D.), Directeur des Chantiers de Fijenoord, 64, Leuvehaven, Rotterdam (Hollande).

Croneau, Ingénieur en chef du Génie maritime, Brest.

Danis, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 33, rue du Rocher, Paris, 8e.

Decazes (Duc), 19, rue de Constantine, Paris, 7e.

Decout-Lacour, Ingénieur-Constructeur, La Rochelle (Charente-Inférieure).

Degoix, Assureur maritime, 33, rue Vivienne, Paris, 2e.

Delaitre, Ingénieur du Génie maritime, en retraite, 5, rue de La Condamine, Paris, 17e.

Delaporte, Ingénieur de la maison Bréguet, 7, rue Sainte-Beuve, Paris, 6e.

DELAUNAY-BELLEVILLE et Cie (M. D.), Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

Delaunay-Belleville, Ingénieur-Constructeur, Directeur de l'exploitation de l'Exposition Universelle de 1900, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine (Seine).

Delaunay-Belleville (Robert), Ingénieur des Arts et Manufactures, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine (Seine).

Demongeot, Ingénieur de la Maison Grille et Cie, 15, avenue de La Bourdonnais, Paris, 7e.

Denny (Archd), Constructeur, Leven Shipyard, Dumbarton (Angleterre).

Deutsch de la Meurthe (Henry), Industriel, 4, place des États-Unis, Paris, 16e.

Dibos, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes la Foncière, 48, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2e.

Dixe, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Allemande, Siegmundshof, Berlin.

Dolgoroukow, Inspecteur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Ministère de la Marine, Saint-Pétersbourg (Russie).

Dorémieux fils, Maître de forges, Fabricant de chaînes, Saint-Amand (Nord).

Doyère, Ingénieur en chef du Génie maritime, Indret (Loire-Inférieure).

Dreyfus (J.), Ingénieur, 189, quai Valmy, Paris, 10e.

Dreyfus (M.), Administrateur-délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Drzewiecki (Stéphane), Ingénieur, 5, rue Gustave-Zédé, Paris, 16e.

Duchesne, Ingénieur, Meulan (Seine-et-Oise).

Dudebout, Directeur du Génie maritime, Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

Duflon, Ingénieur, Ile des Apothicaires, 8, rue Lapouchinskaïa, Saint-Pétersbourg (Russie).

Duminy, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 23, rue de Nanterre, Asnières (Seine).

Dunn (James), Ancien Chief Constructor de l'Amirauté Anglaise, Vice-Président de l'Institution of Naval Architects, Directeur de Vickers Sons et Maxim, 28, Victoria street, Londres, S. W. (Angleterre).

Dupré, Directeur du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

Durand (W.-F.), Professeur de machines marines, Leland Stanford University, Stanford (C.) (États Unis).

MM.

Durand-Viel, Lieutenant de vaisseau, commandant le submersible *Aigrette* (Cherbourg).

Duris, Capitaine au long cours, Saint-Paul d'Eyjeaux (Haute-Loire).

Durston (Sir John), Contre-Amiral, Ingénieur en chef de l'Amirauté Anglaise, Admiralty, Whitehall, Londres (Angleterre).

Elgar (Francis), Vice-Président de l'Institution of Naval Architects (S. P.), 18, Cornwall Terrace, Regent's Park, Londres, N.W. (Angleterre).

Emanaud, Ingénieur de la Société du générateur Pluto, 99, rue Monge, Paris, 5e.

Ermakoff, Ingénieur en chef de la Compagnie Russe de navigation à vapeur du Danube, Odessa (Russie).

Estier (Henri), Armateur, 3, rue Vignon, Paris, 8e.

Evers, Ingénieur civil, 118, rue Lesueur, Le Havre.

Faramond de Lafajole (de), Ingénieur-Conseil mécanicien, 54, avenue de Breteuil, Paris, 7e.

Faramond de Lafajole (de), Capitaine de frégate, à bord du *Saint-Louis*.

Farcot (Ambroise), Ingénieur-Constructeur, 9, boulevard Denain, Paris, 10e.

Fautrel (G.), Armateur, 14, rue d'Enghien, Paris, 10e.

Fenaille, Armateur, 11, rue du Conservatoire, Paris, 9e.

Ferrand, Ingénieur en chef du Génie maritime, 48, rue de Grenelle, Paris, 7e.

Ferranti (S.-Z. de), Ingénieur électricien et mécanicien, 31, Lyndhurst Road, Hampstead, Londres (Angleterre).

Fleuret, Ingénieur civil, 41, avenue Wagram, Paris, 17e.

Fliche, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 123, rue de Lille, Paris, 7e.

Forest, Ingénieur-Constructeur, 20 *bis*, rue Bourgelet, Alfort (Seine).

Fouché, Ingénieur-Constructeur, Prairie-au-Duc, Nantes.

Foy (H.), Ingénieur civil des Constructions navales, 25, rue de Surène, Paris, 8e.

Frémont, Capitaine de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade des États-Unis, 18, avenue Kléber, Paris, 16e.

Fromonot, Ingénieur du Génie maritime, Directeur des Chantiers et Ateliers de Normandie, Grand-Quevilly (Seine-Inférieure).

Galoppe, Armateur, 7, rue Théodore-de-Banville, Paris, 17e.

Garcia de Angulo, Général du Génie maritime Espagnol, 10, Conde de Xiquena, Madrid (Espagne).

Garelli (Fabio), Ingénieur des Chantiers de Sestri-Ponente, villa Doria, Pegli (Province de Gênes) (Italie).

Garnier, Directeur du Génie maritime, Toulon.

Gauthier-Villars (Albert), Ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur, 55, quai des Grands-Augustins, Paris, 6e.

Gavriloff, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Vassili Ostrov, 2e ligne, n° 37, Saint-Pétersbourg (Russie).

Gelder (W.-H.-M. de), Ingénieur en chef des Chantiers Smit et Zoon, Kinderdijk (Hollande).

Gelder (de), Directeur de la Rotterdamsche Droogdok Maatschappij, Rotterdam (Hollande).

Giacommuzzi (Virgilio), Ingénieur des Chantiers Odero, Sestri-Ponente (Italie).

Glandaz, Ancien Vice-Président du Yacht-Club, 87, rue Ampère, Paris, 17e.

Godard, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 15, rue d'Édimbourg, Paris, 8e.

MM.

GODET, Directeur de la Corderie de la Seine, Le Havre.

GODINET (A.), Ingénieur civil, 18, quai Tilsitt, Lyon.

GOULAÏEFF, Inspecteur général des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, 4, Shookog Proud, Peterhoff, près Saint-Pétersbourg (Russie).

GOVARE, Avocat à la Cour d'Appel, Docteur en droit, 3, rue de Stockholm, Paris, 8e.

GRAVELL, Représentant du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres (Angleterre).

GREINER, Directeur général de la Société John Cockerill, Seraing (Belgique).

GRILLE, Ingénieur civil, 67, rue de la Victoire, Paris, 9e.

GROLOUS, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUÉRARD, Inspecteur général des Ponts et Chaussées, 8, rue Picot, Paris, 10e.

GUGLIELMINO (Pietro), Inspecteur du Bureau Veritas, 8, Salita piano di Rocca, Gênes (Italie).

GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

GUILLOUX, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 83, rue Demours, Paris, 17e.

GUYOU, Capitaine de frégate en retraite, Membre de l'Institut, 4, rue Marguerin, Paris, 14e.

HALFON, Vice-Président de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

HART (G.), Ingénieur du Chemin de fer du Nord, 99, rue de La Fayette, Paris, 10e.

HATT, Ingénieur hydrographe en chef, en retraite, Membre de l'Institut, 31, rue Madame, Paris, 6e.

HAUSER, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 4, rue Meissonier, Paris, 17e.

HAY, Ingénieur de la Koninglijke Maatschappij de Schelde, Vlissingen (Hollande).

HERMITE, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 20, rue Clément-Marot, Paris, 8e.

HERSENT (Georges), Ingénieur-Constructeur, 60, rue de Londres, Paris, 8e.

HERSENT (Jean), Ingénieur des Arts et Manufactures, 60, rue de Londres, Paris, 8e.

HICGUET, Directeur commercial de la Société Métallurgique de Senelle-Maubeuge, Maubeuge (Nord).

HOCHGESAND (J.), Directeur des établissements Henry, 117, boulevard de la Villette, Paris, 10e.

HOUËT, Capitaine au long cours, Secrétaire technique du Comité des Armateurs de France, 16, rue Chauveau-Lagarde, Paris, 8e.

HUART (D'), Administrateur-délégué de la Société Métallurgique de Senelle-Maubeuge, Longwy (Meurthe-et-Moselle).

HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 7, rue du Jambon, Saint-Denis (Seine).

HUET, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 5, rue Bara, Paris, 6e.

HUIN, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 14, rue du Cherche-Midi, Paris, 6e.

IMBERT, Ingénieur civil, 19, rue des Minimes, Marseille.

ISAKSON, Inspecteur du Lloyd's Register, 46, Skeppsbron, Stockholm (Suède).

JANET, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 282, rue Saint-Jacques, Paris, 5e.

JAQUES, Membre du Conseil de la Société Américaine des Naval Architects, Little Boar's Head (New Hampshire) (États-Unis).

JAUBERT (Georges-F.), Docteur ès Sciences, 155, boulevard Malesherbes, Paris, 17e.

JOUËT-PASTRÉ, Président du Conseil d'administration des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

JULLIEN (Marius), 35, boulevard de la Major, Marseille (Bouches-du-Rhône).

MM.

* Kauffer, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 40, avenue Hoche, La Seyne (Var).

Kirkaldy, 101, Leadenhall Street, Londres, E. C. (Angleterre).

Kossura, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 20, rue Mitninska, app. 15, Saint-Pétersbourg (Russie).

Kraft (fils), Ingénieur des Chantiers Cockerill, Seraing (Belgique).

Kriloff (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg, Capitaine de frégate de la Marine Impériale Russe, Zwierinskaïa, n° 6/8, Saint-Pétersbourg (Russie).

Laforcade (de), Ingénieur civil des Constructions navales, Établissements Turgan, Levallois-Perret (Seine).

Lagane, Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

Lambert, Ingénieur civil, 26, rue Vacquerie, Sainte-Adresse, Le Havre.

Lambert (Comte de), 74, rue Charles-Laffitte, Neuilly (Seine).

Langlois, Mécanicien en chef de la Marine, en retraite, Ingénieur en chef de la Compagnie Cyprien Fabre, 81, rue Dragon, Marseille.

Lannes, Directeur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

Lanza, Ingénieur expert du Bureau Veritas, 3, piazza Giuseppe Micheli, Livourne (Italie).

Laponche, Ingénieur, Maison Biétrix, Leflaive et Cie, Saint-Étienne.

Laubeuf, Ancien Ingénieur en chef du Génie maritime, Ingénieur-Conseil, 11, rue François-Ponsard, Paris, 16e.

Laveissière (Louis), Industriel, 20, rue de l'Arcade, Paris, 8e.

Le Blanc, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 16, impasse Dagobert, Le Havre.

Leclert, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, Vice-Président de la Compagnie des Mines, Fonderies et Forges d'Alais, Administrateur de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 42, avenue Wagram, Paris, 8e.

Lecointe, Ingénieur en chef honoraire de la Marine Belge, 102, rue de Stassart, Bruxelles (Belgique).

Ledieu (Pierre), Ingénieur civil des Constructions navales, 98, rue de Rennes, Paris, 6e.

Ledoux, Ingénieur en chef au Corps des Mines, 250, boulevard Saint-Germain, Paris, 7e.

Lefebvre (Georges), Membre de la Chambre de Commerce de Paris, 27, rue de La Rochefoucauld, Paris, 9e.

Leflaive, Ancien Ingénieur du Génie maritime, La Chaléassière, Saint-Étienne (Loire).

Le Go, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

Leghu, Ingénieur civil, 4, rue Murillo, Paris, 8e.

Lelong (R.), Ingénieur en chef du Génie maritime, 20, rue de Tournon, Paris, 6e.

Lemaire, Inspecteur général du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

Le Marchand, Ingénieur-Constructeur, Petit-Quevilly, Rouen.

Le Sauvage, Directeur des Anciens Établissements Satre, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Lespès (A.), Directeur des Chantiers et Ateliers de Bacalan, Bordeaux.

Lessnikoff, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Cronstadt (Russie).

Lestonnat, Ancien Officier de paquebot, Directeur de la *Navi-Gazette*, 84, rue de Richelieu, Paris, 2e.

Le Vallois, Ingénieur civil, Luxeuil (Haute-Saône).

MM.

LEVAVASSEUR, Ingénieur-Constructeur, 10, rue des Bas-Rogers, Puteaux (Seine).

LEVERD, Courtier juré d'assurances, 85, rue Richelieu, Paris, 2e.

LHOMME, Directeur du Génie maritime, Chef de la Section technique des Constructions navales, 2, rue Royale, Paris, 8e.

LIGUE MARITIME FRANÇAISE (**M. D.**), 39, boulevard des Capucines, Paris, 2e.

LIKHATCHOF, Vice-Amiral de la Marine Impériale Russe, villa Marie-Thérèse, à Menton.

LODER, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise, Laen van Meerdervort, La Haye (Hollande).

LOIR, Lieutenant de vaisseau, en retraite, 50, avenue Wagram, Paris, 17e.

MADAMET, Ancien Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 35, rue Cortambert, Paris, 16e.

MALLARMÉ, Vice-Amiral, Président du Comité technique, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

MARBEC, Ingénieur principal du Génie maritime, Toulon.

MARTIN-ZÉDÉ (Georges), Avocat, 191, boulevard de Courcelles, Paris, 8e.

MARTY, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 2, square du Croisic, Paris, 15e.

MAUGAS, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

MAUGRAS, Ingénieur civil, 7, rue Le Chatelier, Paris, 17e.

MAUPEOU D'ABLEIGES (Comte DE), Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, 4, place du Gast, Laval (Mayenne).

MAW, Ingénieur, Directeur de l'Engineering, 35 et 36, Bedford street, Strand, Londres (Angleterre).

MAYER (Alphonse), Assureur maritime, 7, avenue de Friedland, Paris, 8e.

MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite, Buitenzorg, Java (Indes Orientales Néerlandaises).

MELI, Ingénieur naval et mécanicien, Représentant de la Société des Générateurs Belleville, 5, via Principe Umberto, Milan (Italie).

MENIER (Gaston), Ingénieur civil, 56, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

MENIER (Georges), 61, rue de Monceau, Paris, 8e.

MENIER (**Henri**), Ingénieur civil (**M. D.**), 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8e.

MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur, 7, rue Las Cases, Paris, 7e.

MESNIER, Armateur, 153, boulevard Hausmann, Paris, 8e.

MESSMER, Ingénieur, 12, rue Fontaine, Paris, 9e.

MEULEMEESTER (DE), Ingénieur, 62, rue de Neuchâtel, Bruxelles (Belgique).

MICHELI (P.), Ingénieur, 1, via Sottoripa, piano nobile, Gênes (Italie).

MILLAR, Directeur de Gourley Brothers and Co Ld, Engineers and Shipbuilders, Dundee (Angleterre).

MOLAS, Ingénieur des Constructions navales, 94, rue Saint-Lazare, Paris, 8e.

MOLINAS, Directeur du Nuevo Vulcano, 2, place Medina-Celi, Barcelone (Espagne).

MOLLER, Ingénieur Maschinen und Schiffbau Elbhof, Hambourg (Allemagne).

S. A. S. Monseigneur le Prince DE MONACO, Monaco.

MORGAN (W.-G.), Ingénieur en chef du Trondhjem Mekaniske tarkstad, Trondhjem (Norvège).

Cte MORYAMA, Capitaine de vaisseau de la Marine Impériale Japonaise, Attaché naval, 1, rue Magellan, Paris, 8e.

MORITZ, Ancien Ingénieur du Génie maritime (**S. P.**), Ourscamps (Oise).

MÖRNER (Comte H.-A.), Directeur de la Marine Royale Suédoise, Carlskrona (Suède).

MM.

Mornet (Ch.), Capitaine de frégate, Toulon.

Mors (Louis), Industriel, 48, rue du Théâtre, Paris, 15e.

Nervo (Léon de), Ingénieur des Arts et Manufactures, 73, rue de Courcelles, Paris, 8e.

Nielsen, Ancien Directeur des Constructions navales de la Marine Danoise, Marstrandsvei, 2, Copenhague (Danemark).

Normand fils, Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, Le Havre.

Odagiri, Ingénieur-Lieutenant de la Marine Japonaise, 733, Gotanyama Shinagumavachi, Tokio (Japon).

Orlando, Ingénieur, Livourne (Italie).

Painvin, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 4, rue d'Argentré, Nantes.

Parsons (Chas-F.), Président et Administrateur-Directeur de la Hochtkiss Ordnance Company, 25, Victoria Street, Londres, S. W., et Directeur de la Manganese Bronze and Brass Company limited, 116, Fenchurch Street, Londres, E. C.

Patry, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

Pellechia, Ingénieur naval, Officier du Génie naval Italien, 24, rue de Saint-Quentin, Paris, 10e.

Pereira de Máttos, Lieutenant de vaisseau de la Marine Portugaise, Praça Luis de Camoëns, Lisbonne (Portugal).

Petithomme, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

Petroff, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 60, Thornton avenue, Streatham hill, Londres, S.W. (Angleterre).

Piaud, Ingénieur du Génie maritime, en retraite, 17, rue de Chartres, Neuilly-sur-Seine (Seine).

Pieri (Comte Pompeo), 70, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

Pierrard, Ingénieur en chef de la Marine Belge, Directeur des Constructions maritimes, Ostende (Belgique).

Pihlgren, Directeur de l'Industrie au Ministère des Finances, 66, Graf Thuregatan, Stockholm (Suède).

Pillé, Ingénieur-Constructeur, 29, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

Pinczon, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs-Réunis, 99, boulevard de Strasbourg, Le Havre.

Pinot (René), Secrétaire général de l'Association des Constructeurs de navires et de machines marines, 63, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

Pluyette, Ingénieur en chef du Génie maritime, 3, rue Fondaudège, Bordeaux.

Pollard, Directeur du Génie maritime, Indret (Loire-Inférieure).

Ponchez, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis (Seine).

Presseq (L.), Ancien Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, la Bastide, Bordeaux.

Quellenec, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées, 9, rue Charras, Paris, 9e.

Quernel, Lieutenant de Vaisseau, 58, avenue de Poissy, Maisons-Laffitte (Seine-et-Oise).

Radiguer, Ingénieur de la Marine, Cherbourg.

Radloff, Directeur de la Société anonyme des Usines Franco-Russes, 17, Prajshka, Saint-Pétersbourg (Russie).

Rancelant, Ingénieur civil, avenue Morillon, Choisy-le-Roi (Seine).

Rateau, Ingénieur au corps des Mines, 7, rue Bayard, Paris, 8e.

Ravier (S.-L.), Ancien Ingénieur du Génie maritime, 6, rue de Berne, Paris, 8e.

MM.

RAYMOND, Ancien Ingénieur du Génie maritime, Sous-Directeur technique des Ateliers de la Compagnie des Messageries Maritimes, la Ciotat (Bouches-du-Rhône).

RÉCOPÉ (Comte), Ancien Ingénieur du Génie maritime, 11, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

RENAULT (L.), Ingénieur-Constructeur (S. P.), 13, rue du Point-du-Jour, Billancourt (Seine).

RENAULT (H.-L.), Ingénieur principal du Génie maritime, Le Havre.

REVOL, Ingénieur du Génie maritime, Attaché à la Direction de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

RIMBAUD, Ancien Ingénieur du Génie maritime, Directeur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, villa Bellevue, Tamaris-sur-Mer (Var).

RISBEC, Ingénieur du Génie maritime, en retraite, Directeur des Ateliers des Messageries Maritimes, La Ciotat (Bouches-du-Rhône).

ROBERTSON, Inspecteur du Bureau Veritas, 29, Waterloo street, Glasgow (Angleterre).

ROMAZOTTI, Directeur du Génie maritime, Guérigny (Nièvre).

ROTHSCHILD (Baron Edouard DE), Propriétaire de yachts, 2, rue Saint-Florentin, Paris, 1er.

RUDLOFF, Conseiller privé maritime et Directeur des Constructions navales, 16, Marburgerstrasse, Berlin, W. (Allemagne).

RUEFF, Administrateur-délégué des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.), 43, rue Taitbout, Paris, 9e.

RUSSO, Ingénieur du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome (Italie).

SABATHIER, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, rue Bossuet, Le Havre.

SAGLIO, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Directeur de la Compagnie Générale électrique de Nancy, 5, rue Théodore-de-Banville, Paris, 17e.

SAINT-AMAND (DUFLOS DE), Inspecteur du Service maritime au Chemin de fer du Nord, 142, boulevard Pereire, Paris, 17e.

SAINT-PAUL, des Usines Skoda, 38, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

SALVERT-BELLENAVE (DUTOUR DE), Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, Attignat (Ain).

SCHIL, Ingénieur civil, Expert du Bureau Veritas, 17, rue Montesquieu, Nancy.

SCHMIDT (Michel), Directeur des Chantiers de MM. Schneider et Cie, Chalon-sur-Saône (Saône-et-Loire).

SCHNEIDER et Cie (M. D.), 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

SCHNEIDER (E.), Maître de Forges, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

SCIAMA, Directeur de la Maison Bréguet, 19, rue Didot, Paris, 14e.

SCRIBANTI, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École navale supérieure, 19, via Assarotti, Gênes (Italie).

SEBERT (Général), Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 14, rue Brémontier, Paris, 17e.

SEBILLE (Léon), Architecte naval, 107, boulevard de la Corderie, Marseille.

SERVE, Manufacturier, 335, chemin de la Corniche, Marseille.

SIEBERS, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, Établissements maritimes Sourabara (Java).

SIGAUDY, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 2, rue Guy-de-Maupassant, Le Havre.

SKODA (Chevalier VON), des usines Skoda (S. P.), Pilsen (Autriche-Hongrie).

SMITH (Roy-C.), Capitaine de frégate, Co Navy, Department Washington (États-Unis).

MM.

SMITH (Stuart-Farrar), Ingénieur de la Marine des États-Unis, Arsenal de Cavite (Iles Philippines).

SMULDERS (H.), Membre de la Firme A.-F. Smulders, 70, Haringliet, Rotterdam (Hollande).

SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIÉRIES ET FORGES DE FIRMINY (**M. D.**), Firminy (Loire).

SOCIÉTÉ ANONYME DES ATELIERS ET CHANTIERS DE LA LOIRE (**M. D.**), 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

SOCIÉTÉ ANONYME DES CHANTIERS ET ATELIERS DE LA GIRONDE (**M. D.**), 40, rue d'Anjou, Paris, 8e.

SOCIÉTÉ ANONYME DES FORGES ET CHANTIERS DE LA MÉDITERRANÉE (**M. D.**), 1, rue Vignon, Paris, 8e.

SOLIANI (NABOR), Directeur des Chantiers Ansaldo, Gênes (Italie).

SOSNOVSKI, Ingénieur civil, Administrateur-Directeur de la Société de Laval, 48, rue de la Victoire, Paris, 9e.

STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur (**S. P.**), 42, boulevard Maritime, Marseille.

TELLIER (A.), de la Maison Tellier fils et Gérard, 52, quai de la Rapée, Paris, 12e.

TENNYSON (Constantin), Ingénieur des Constructions navales, Chef de la Section technique des Constructions navales, Usines Poutiloff, 40, Offitserskaya, Saint-Pétersbourg (Russie).

TERRÉ, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite (**S. P.**), 139, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

THIBAUDIER (E.), Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, 6, cité Vaneau, Paris, 7e.

THIELE, Conseiller du Gouvernement, Service royal des essais, Schleuseninsel im Tiergarten, Berlin, N. W., 23.

THIRION, Ingénieur-Constructeur, 160, rue de Vaugirard, Paris, 15e.

THUAU, Ingénieur-Constructeur, 103, rue de Flandre, Paris, 19e.

TITOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Novaia Derevnia Naberegnia, n. 30, dom Polejaieva, Saint-Pétersbourg (Russie).

TOUSSAINT, Ancien Chef du Service des Ateliers de construction de MM. Schneider et Cie, 7, boulevard de Brosses, Dijon.

TURBOT, Fabricant de chaînes, Anzin (Nord).

TURC, Lieutenant de vaisseau, Toulon.

TURGAN (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur-Constructeur, Ateliers de Constructions mécaniques d'Arras, 7, place Malesherbes, Paris, 17e.

USINES BALTIQUES DE CONSTRUCTIONS NAVALES DE LA MARINE IMPÉRIALE RUSSE (**M. D.**), 18, Kogevennaïa linia, V. O., Saint-Pétersbourg (Russie).

VALENÇAY (Duc DE), 57, rue Saint-Dominique, Paris, 7e.

VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, 20, rue Francisco de Paulo, Lisbonne (Portugal).

VASLIN (H.), Ingénieur civil, 5, rue Saint-Georges, Paris, 9e.

VECHKOURTZOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Directeur des Usines Baltiques de Constructions navales de la Marine Impériale Russe, 78, Kogevennaïa linia, V. O., Saint-Pétersbourg (Russie).

VÉDRINE, Président de la Chambre syndicale de la Navigation automobile, 59, boulevard du Château, Neuilly-sur-Seine (Seine).

MM.

VERMAND, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

VIERHOUT (J.-C.), Expert du Bureau Veritas, 109, Prinz Hendrikkade, Amsterdam (Hollande).

VILLE (Georges), Ingénieur-Mécanicien, 30, Cours-la-Reine, Paris, 8e.

VINCENT (Henry), Ingénieur-Constructeur, Cannes (Alpes-Maritimes).

VITTECOQ, Attaché aux Chantiers de France, 44, rue Nationale, Rosendaël (Nord).

VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales (S. P.), Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

VOILLAUME (G.), Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 123, rue Ville-ès-Martin, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

VOISIN (E.), Capitaine au long cours, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

WAHL, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ministère des Colonies, Paris, 8e.

WALCKENAER, Ingénieur en chef des Mines, 218, boulevard Saint-Germain, Paris, 7e.

WETHERBEE, Ingénieur civil des Constructions navales, Bath Shipbuilding Ce, Bath (États-Unis).

WHITE (Sir William), K.C.B., L.L.D., Sc.D., F.R.S (**M. H.**), Cedarcroft, Putney Heath, Londres, S. W. (Angleterre).

WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

WIDMANN (Georges), Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 134, avenue Victor-Hugo, Paris, 16e.

WILKINSON, Inspecteur en chef du Bureau Veritas, 17, Cheesebrough Building, 17, State street, New-York (États-Unis).

WILLIAMS, Armateur, Administrateur-délégué de la Compagnie d'armements et de constructions navales, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

WOODWARD, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Board of Inspection and Survey, Navy Department, Washington (États-Unis).

YARROW, Constructeur, Isle of Dogs, Poplar, Londres (Angleterre).

YOUNG, Ingénieur du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres (Angleterre).

ZIEGEL, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur en chef des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ZIEZE, Ingénieur propriétaire des Chantiers Schichau, Elbing (Allemagne).

NOTA. — Les membres de l'Association sont priés d'indiquer au Secrétaire général les erreurs ou omissions, ainsi que toute modification à apporter aux titres et adresses.

DIX-HUITIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

7 ET 8 MAI 1907.

La dix-huitième Assemblée générale des membres de l'Association technique maritime a eu lieu à l'Hôtel de la Société des Ingénieurs civils de France, 19, rue Blanche, à Paris.

SÉANCES DU 7 MAI 1907.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE M. HUIN.

La séance est ouverte à $9^h 45^m$.

M. HUIN prononce l'allocution suivante :

« MESSIEURS,

» En l'absence de votre Président, M. le Directeur du Génie maritime, membre de l'institut, Bertin, j'ai l'honneur, comme le plus âgé de vos vice-présidents, de déclarer ouverte votre assemblée générale de 1907.

» Vous aurez beaucoup à regretter, Messieurs, l'absence de M. Bertin; car,

prévenu depuis très peu de temps que j'aurais l'honneur de vous présider aujourd'hui, je n'ai pas pu préparer cette revue des principaux événements industriels et scientifiques de l'année, par laquelle nos Présidents ont l'habitude d'inaugurer votre Session, et que M. Bertin n'aurait pas manqué de rendre très intéressante.

» Vous vous dédommagerez bientôt, puisque dans quelques semaines vous avez formé le projet d'assister à Bordeaux à ce Congrès pour lequel vous vous réunirez à la célèbre Institution des *Naval Architects,* et aux savants représentants des autres Marines étrangères.

» C'est avec raison que vous attendez les plus féconds résultats de ces belles assises; l'art et la science de l'architecture et de la construction navale recevront certainement une impulsion exceptionnelle de la communication des idées de tant d'hommes éminents, de la comparaison des doctrines de tant d'écoles diverses, de la discussion de tant de faits et d'expériences qui seront rapportés.

» Excusez-moi, Messieurs, si, dans cette séance, je n'apporte pas à la mémoire de notre regretté collègue M. Normand, un tribut proportionné à votre admiration et à la mienne pour sa trop courte et féconde existence. Déjà vous avez pu entendre ou lire les belles, les excellentes paroles qui ont été prononcées au Havre. Je viens d'apprendre que, sur des renseignements précis recueillis par une main pieuse et autorisée, un de nos confrères prépare un travail plus développé dont il vous sera donné connaissance. Tout ce que je pourrais vous apporter aujourd'hui serait bien au-dessous de ce que vous trouverez dans cette biographie. »

Sur l'invitation du Président, le Secrétaire général donne lecture du rapport du Conseil d'Administration sur sa gestion et sur la situation financière et morale de l'Association.

Rapport du Conseil.

Conformément à l'art. 7 des statuts, votre Conseil a à vous rendre compte des principaux faits de sa gestion depuis la dernière assemblée générale.

L'an dernier, nous avions à déplorer la perte de notre Président, M. Daymard; cette année, c'est notre plus ancien Vice-Président, M. Normand, qui nous est enlevé. Il n'est pas besoin de vous rappeler quels services M. Normand a rendus à notre Société à laquelle il apportait sans compter le concours le plus assidu. Une Notice insérée dans notre *Bulletin* nous rappellera sa mémoire et fixera dans le souvenir de notre Association les grands progrès que l'Architecture navale doit à M. Normand. Votre Conseil a décidé de

souscrire une somme de 1000fr pour la construction du monument qui va être élevé, au Havre, à la mémoire de notre ancien Vice-Président.

D'autre part, les six membres du Conseil, dont le mandat expire cette année, sont MM. Carié, Huin, Leclert, H. Menier, Rueff et Turgan.

M. Turgan, éloigné de Paris par ses nouvelles occupations, nous a adressé sa démission de Secrétaire.

Le Conseil vous propose de nommer M. Fliche, ingénieur en chef de la Marine, en retraite, en remplacement de M. Normand; de renouveler les pouvoirs de MM. Carié, Huin, Leclert, H. Menier et Rueff et de remplacer M. Turgan par M. Rateau, ingénieur au Corps des Mines.

L'Exposition de Bordeaux, organisée avec le concours de la Ligue maritime, pour commémorer le centenaire de la Navigation à vapeur, a donné l'occasion de réunir un Congrès international d'Architecture navale. Ce Congrès a été organisé avec le concours de votre Association, ainsi que de l'Institution des Navals Architects, de la Schiffbautechnische Gesellschaft et de la Society of Navals Architects and Marine Engineers. Nous ne pouvons que demander à nos Collègues français de vouloir bien se rendre aussi nombreux que possible à ce Congrès. Nous avons, d'autre part, attribué une somme de 400fr à un prix qui sera donné, au nom de notre Association, à une course de canots automobiles organisée pendant la Grande semaine maritime. Nous avons pensé que ce prix serait d'un bon effet pour faire connaître notre Association dans les milieux sportifs maritimes.

Le Congrès aura lieu les 25, 26 et 27 juin. Au retour du Congrès, un train spécial permettra aux Membres de visiter les établissements du Creusot.

Les recettes et dépenses de l'année 1906 s'établissent de la façon suivante :

État des recettes et des dépenses en 1906.

ASSOCIATION.

Recettes.

			fr
Solde de l'exercice 1905			2116,31
Cotisations des membres adhérents.	1904	90,00	11780,00
	1905	300,00	
	1906	9360,00	
	1907	30,00	
Souscription des Usines baltiques		1000,00	
Souscription de M. Normand		1000,00	
Vente des *Bulletins de l'Association*			1131,80
Produit des Annonces publiées dans l'*Annuaire*			300,00
Intérêts.	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100	100,80	1136,70
	14 obligations foncières 1879	201,50	
	Rente 3 pour 100 amortissable	795,00	
	Crédit Lyonnais	39,40	
			16464,81

Dépenses.

	fr
Loyer et gratifications	650,00
Note de M. Gauthier-Villars (*Bulletin* n° 17)	7016,20
Annuaire et imprimés divers	503,50
Affranchissements, ports de lettres, frais divers	738,10
Allocations aux dessinateur, expéditeur et garçon du Bureau Veritas	300,00
Frais relatifs à la session 1906	432,30
Assurance	25,30
Achat de 120fr de rente 3 pour 100 amortissable	3839,55
Frais financiers	5,45
Rachat de *Bulletins*	50,00
	13560,40
Solde à reporter	2904,41
Total égal aux recettes	16464,81

FONDATION CANET.

Recettes.

	fr
Solde de l'exercice 1905	808,37
Arrérages de l'année 1906	400,00
	1208,37

Dépenses.

	fr
Bourse de voyage à M. Lodieu	1000,00
Solde à reporter à l'exercice 1906	208,37
Total égal aux recettes	1208,37

RÉCAPITULATION.

	fr		fr
Solde Association	2904,41	En caisse	1347,28
Solde Fondation Canet	208,37	Crédit Lyonnais	1765,50
Total	3112,78	Total égal	3112,78

RÉSUMÉ.

		fr
Le capital de l'Association s'élève, au 31 décembre 1906, à la somme de		42389,66
représentée par :		
Solde au 31 décembre 1906		2904,41
Valeurs en dépôt au Crédit Lyonnais, estimées au cours du 29 déc. 1906.	7 obligations P.-L.-M. fusion ancienne	3129,00
	14 obligations foncières 1879	7000,00
	915fr de rente 3 pour 100 amortissable	29356,25
		42389,66
Le capital de la Fondation Canet est constitué par 400fr de rente 3 pour 100 perpétuel, au cours du 29 décembre 1906		12033,35
Auquel il convient d'ajouter les arrérages en caisse au 31 décembre 1906		208,37
		12241,72

Le projet de Budget pour 1907 peut être établi de la façon suivante :

Recettes.

	fr
Cotisations	10000
Vente de Bulletins	2200
Intérêts des valeurs en portefeuille	1100
Total	12300

Dépenses.

Loyer et gratification	650
Bulletin	8000
Annuaire et imprimés	500
Affranchissements, frais divers	700
Allocation aux employés du Bureau Veritas	300
Frais relatifs à la session	400
Assurance	25
Frais financiers	10
Souscription Normand	1000
Exposition de Bordeaux	2000
Prix de l'A. T. M. à la Grande Semaine Maritime	400
Total	13985

Nous avons donc une prévision de dépense de 13985fr en face d'une recette de 12300fr, soit un déficit de 1685fr. Nous avons lieu de croire que notre cotisation à l'Exposition de Bordeaux n'aura que le caractère d'une avance; nous ne désespérons donc pas de l'équilibre de notre budget.

Vous avez trouvé dans le *Bulletin* de 1906 le très intéressant Rapport rédigé par M. Ledieu, à la suite du voyage qu'il a fait en Allemagne, grâce à la fondation Canet. Il serait à désirer que nos ressources nous permissent de renouveler fréquemment de semblables missions; nous faisons des vœux pour que le généreux exemple de M. Canet trouve des imitateurs.

Conformément à l'art. 4 des statuts, le Conseil a admis les membres titulaires suivants :

M. Thiele, Conseiller de Gouvernement, attaché au service royal des essais, à Berlin.

M. Dixe, ingénieur des constructions navales de la marine impériale allemande.

Capitaine de vaisseau Frémont, attaché naval à l'ambassade des États-Unis.

Capitaine de frégate Moriyama, attaché naval de l'Empire du Japon.

Nous devons constater que le recrutement de notre Association laisse à désirer : en particulier, les jeunes ingénieurs ont cessé de venir à nous. Nous pensons que la cotisation de 30fr est un peu trop élevée pour les bourses modestes des débutants : nous nous proposons d'examiner la possibilité de créer, à l'imitation des sociétés anglaises et américaines, une classe de juniors, qui bénéficieraient d'une réduction notable dans le chiffre de la cotisation. Nous vous présenterons, en temps voulu, des propositions à cet effet.

Après lecture de ce rapport, M. le Secrétaire général ajoute :

» J'ignore si notre président M. Bertin se proposait de suivre les traditions de son prédécesseur et de nous exposer les progrès réalisés dans l'architecture navale depuis l'an dernier. L'autorité me manque pour le remplacer entièrement sur ce point, et notamment pour apprécier les transformations qui caractérisent l'année 1906-1907; au moins est-il intéressant, ne serait-ce qu'à titre de memento, de les signaler dans notre Bulletin.

» Je ne crois pas en effet que jamais année ne vit une évolution si considérable dans l'architecture navale.

» Tout d'abord, les mises en chantier des bâtiments de guerre attestent

l'unanimité des puissances navales à recourir aux grands déplacements, à la grande vitesse et à l'artillerie de gros calibre; à tort ou à raison, l'artillerie moyenne disparaît à peu près; les déplacements s'élèvent à 20000^{tx} et 22000^{tx}; la vitesse des cuirassés atteint et dépasse même 20^{n}.

» Pour les appareils moteurs, les constructions anglaises et françaises emploient les turbines, réalisant ainsi une véritable révolution aussi considérable sans doute que celle qui a remplacé les machines à roues par les machines à hélice.

» En ce qui concerne les chaudières, je me borne à constater que les chaudières à petits tubes, qui sont la création des ingénieurs français, sont exclues de notre marine, alors que, sous le nom de chaudières Yarrov, de chaudières Schultz, de chaudières Myabara, elles se développent de plus en plus dans les marines anglaise, allemande et japonaise.

» Du côté des paquebots, nous approchons des essais des grands Cunards, *Mauritania* et *Lusitania,* qui, avec leurs 30000^{tx} de déplacement et leurs 68000 chevaux fournis par des turbines à vapeur, vont franchir l'Atlantique à 25^{n} en emportant 2350 passagers.

» Enfin, si nous jetons un coup d'œil sur un autre objet plus modeste de notre activité, nous constaterons le nouveau succès, au meeting de Monaco, de notre industrie française de canots automobiles. Vous savez que notre collègue M. Tellier a eu le grand mérite, avec ses deux célèbres canots, la *Rapière* et le *Panhard-Tellier,* de vaincre sur mer les Anglais représentés par plusieurs racers construits par un architecte naval réputé, M. Saunders, et qui avaient, avant l'expérience de la course, fait l'admiration des connaisseurs. Faut-il ajouter que le meeting de Monaco vit les premiers débuts d'un hydroplane à hélice aérienne, dû au comte M. Lambert, dont vous avez eu l'occasion de connaître, il y a deux ans, les premiers travaux. »

L'Assemblée générale procède au vote des résolutions suivantes :

« 1° L'Assemblée ratifie la nomination, comme membre du Conseil d'administration, de M. Fliche, en remplacement de M. Normand. » (Adopté à l'unanimité.)

» 2° L'Assemblée générale approuve les comptes de l'exercice 1906. » (Adopté à l'unanimité.)

» 3° L'Assemblée générale approuve le projet du budget de l'exercice 1907 tel qu'il est présenté par le Conseil. » (Adopté à l'unanimité.)

M. Laubeuf donne lecture de sa *Note sur le travail à la tâche dans les travaux de constructions navales.*

M. Ferrand. — M. Laubeuf parle de participation aux bénéfices; or, si l'on ouvre le Rapport du budget de la Marine pour l'exercice 1907, on trouve, avec l'autorité qui s'attache à la qualité du rapporteur de ce budget, une solution proposée, dit-on, par un ingénieur de la Marine, qui est au moins originale et qu'il est bon de signaler, car il est utile de connaître certaines idées pour pouvoir les combattre. Voici ce qu'on lit dans ce Rapport :

« Toulon, par exemple, est reconnu grand arsenal. On lui donne à construire un cuirassé de 18000 tonnes et on lui accorde de compléter son effectif au chiffre nécessaire. Se basant sur les statistiques antérieures, le Ministre fixe définitivement le total de la main-d'œuvre prévue pour ce bâtiment à 1800000 journées.

» Le personnel des constructions neuves s'organise en grand syndicat sectionné comme il l'entend. On peut même admettre que son approbation soit nécessaire à l'incorporation des nouveaux ouvriers. Il surveille le travail et peut réclamer toute modification à son organisation qui, sur les rapports des ouvriers, lui semble utile.

» A la fin de la construction, il a été réellement appliqué 1500000 journées et réalisé un bénéfice de 300000 journées, soit actuellement 960000^{fr}. De ce bénéfice, le quart reste acquis à l'État pour l'amélioration de l'outillage et de l'arsenal en général; le reste, 730000^{fr}, est réparti entre tous les ouvriers sans distinction de grade, proportionnellement au nombre des personnes dont se composent leurs familles légales ou adoptives.

» Ainsi, 3000 ouvriers ont travaillé à ce cuirassé pendant 600 jours chacun. Chacun d'eux reçoit en moyenne une quote-part de 240^{fr}. Le jour où le salaire moyen atteindrait le chiffre de 4^{fr}, qui me semble être un minimum possible, au lieu de 3^{fr},20, la quote-part serait dans ces conditions de 300^{fr}, soit 0^{fr},50 par jour.

» Il va de soi que cet exemple s'applique tout aussi bien aux plus petits travaux, de façon que, à tour de rôle, tous les ouvriers sans distinction profitent de la mise en pratique du nouveau système.

» Le système préconisé par cet ingénieur a paru acceptable, en principe, par les ouvriers, qui sont disposés à en faire l'essai, se réservant de le juger d'une manière définitive quelque temps après son application. »

Cette proposition, qui aurait été faite par un ingénieur de la Marine, — du moins, d'après le rapporteur, — témoigne d'une telle ignorance de ce que peut être un devis de cuirassé et des circonstances qui, sans modifier le prix total, peuvent modifier la main-d'œuvre, que son auteur ne peut être qu'un débutant sans aucune expérience. Il est vraiment regrettable de voir prises au sérieux de semblables propositions.

M. Laubeuf. — Il y a quelque chose d'intéressant à ajouter : c'est l'appréciation du syndicat des arsenaux sur ce système; le secrétaire général du syndicat dit ceci :

« La méthode proposée est tout autre. D'abord le mot *travail à la tâche* ne convient pas à cette méthode, qui est plutôt de la participation aux bénéfices, à répartition égalitaire.

» Ainsi que nous l'avons dit plus haut, le travail à la tâche ne touche que les individus, séparément, et leur paye respectivement leurs efforts : tel objet est fixé à tel tarif, autant un ouvrier en confectionne, autant il touche de fois la valeur du tarif.

» Dans la méthode proposée ce n'est plus cela. Un nombre déterminé de travailleurs ont à construire ou confectionner, en collaboration, un ouvrage quelconque. Le prix global de main-d'œuvre étant fixé par le moyen du nombre de journées qu'exigera approximativement l'accomplissement de ce travail, les ouvriers, quoique ne cessant pas de toucher régulièrement leur salaire quotidien, recevraient en bénéfices, lorsqu'ils auraient achevé leur tâche, ce que leur activité leur aurait fait économiser de journées sur sa durée. On répartirait ensuite les bénéfices sur tous ceux qui auraient coopéré à ce travail proportionnellement au salaire de chacun ou à égale part, après avoir prélevé une partie des bénéfices pour récupérer les frais d'usinage.

» Donc, quelque illusion que puisse occasionner cette méthode de travail, elle ne peut être confondue avec celle du travail à la tâche. Le travail devant être accompli en commun, le surmenage qui découle de toute perspective de sursalaire étant reporté de 1000 ou 1500 ou 2000, selon le nombre de coopérateurs que nécessiterait la construction, cela peut diminuer, dans une proportion inverse presque équivalente, l'entraînement et l'effort de chaque coopérateur. »

C'est ce qu'on pourrait appeler le pavé de l'ours : en voulant défendre la méthode, le syndicat donne lui-même l'argument par lequel on doit la rejeter.

M. Ferrand. — Le rapporteur ajoute :

« Je souhaite que le Ministre retienne l'idée exprimée par l'auteur de la proposition, et qu'un essai loyal soit tenté dans le plus bref délai possible. »

Le point de départ de cette méthode est simplement absurde; il n'est pas possible d'apprécier en bloc à 1800000 journées la main-d'œuvre d'un cuirassé. Au milieu du travail, pour certaines considérations, on peut proposer d'acheter à l'industrie privée une partie des appareils, par conséquent le nombre de journées diminue.

M. Laubeuf. — Toute autre considération mise à part, l'application de ce système entraînerait des disputes dans le personnel ouvrier, parce que, s'il y a une majorité de bons ouvriers et d'autres qui ne font pas grand'chose, les bons ouvriers seront furieux après les autres; si, au contraire, il y a une minorité de bons ouvriers, voyant les autres ne rien faire ils ne feront rien non plus.

M. Ferrand. — Et, bien entendu, les ouvriers demanderaient à modifier les plans! Car une modification de plans peut entraîner une forte diminution de main-d'œuvre.

M. le Président. — Les inconvénients de ce système sont bien compris, je crois, par les personnes qui ont pratiqué les travaux et par celles qui ont encore à en faire.

Voici, messieurs, les résultats du scrutin pour le renouvellement partiel du Conseil d'administration; sont élus : MM. Carié, Fliche, Huin, Leclert, Henri Menier, Rateau et Rueff.

M. le Secrétaire général donne lecture de la Note de M. Brosser : « Variation du coefficient de résistance des carènes avec la vitesse ».

M. Laubeuf. — Les formules indiquées dans cette Note me semblent prêter aux objections faites souvent aux formules de ce genre. Il faut des coefficients différents pour chaque catégorie de navires; or, où s'arrête une catégorie et où commence l'autre? C'est là qu'est la difficulté. On peut avoir un coefficient qui varie de 14 à 24; pour chaque hélice, il y a un résultat différent. Il faudrait avoir une formule continue qui s'applique à tous les types de bateaux et à tous les types d'hélices, et c'est bien difficile à trouver.

M. le Président. — Il est difficile en cette matière d'établir une formule géométrique. Il y a tellement d'hypothèses diverses que je ne conçois pas beaucoup d'autre manière de s'en tirer que d'établir une série de courbes et de tâcher de se rapprocher, pour la comparaison, des résultats de bâtiments qui ont des analogies avec ceux que l'on veut construire.

Nous passons à la Note de M. Danis sur l'effet du frottement dans l'écoulement des vapeurs. M. Danis est absent. Le Secrétaire général indique la nature et la portée de son Mémoire.

Il résume ensuite la Note de M. Duris sur un régulateur automatique d'immersion pour sous-marins.

M. Laubeuf. — L'appareil préconisé a l'inconvénient de tous les appareils

automatiques. Quand on dépasse la profondeur voulue à une certaine vitesse, ce n'est pas sur la profondeur qu'on doit agir, mais sur la vitesse, ou plutôt sur l'accélération, c'est-à-dire sur la dérivée seconde; par conséquent, l'appareil indiqué agira trop tard, comme tous les appareils automatiques imaginés jusqu'ici.

M. Ferrand. — Au début de la navigation sous-marine, le *Gymnote* était muni d'appareils automatiques, or on a constaté qu'on était beaucoup plus tranquille quand on menait la barre à la main et que le timonier suivait au manomètre les variations de profondeur.

M. Laubeuf. — D'une façon générale, tous les appareils automatiques présentent les mêmes inconvénients, c'est-à-dire que leur mouvement est déterminé par la profondeur alors qu'il devrait être déterminé par l'accélération de la vitesse. Aucun ne répond à ce desideratum, par conséquent aucun ne nous donne satisfaction.

M. Bochet. — L'auteur présente son système comme un limiteur d'immersion. Quand on veut réaliser une stabilité de route à une profondeur donnée, on rencontre les difficultés générales que vient de signaler M. Laubeuf, mais pour un limiteur d'immersion le problème est plus facile, on n'a plus à se préoccuper des embardées; lorsque l'immersion est exagérée, par une manœuvre très vigoureuse on met en action toute la barre de plongée pour relever le bâtiment.

M. Ferrand. — Ici, ce n'est pas un régulateur automatique, c'est un appareil de sécurité.

M. Laubeuf. — En effet, le titre employé n'est pas très exact.

La séance est levée à $10^h 45^m$.

Séance de l'après-midi.

La séance est ouverte sous la présidence de M. Widmann.

M. Hart donne lecture de sa Note sur le fonctionnement des hélices mues par turbines.

M. Laubeuf. — Je désirerais poser une question : A-t-on fait des expériences

sur la fraction de pas? L'augmentation du diamètre se trouve déterminée par l'augmentation du nombre de tours, mais il serait intéressant de savoir si l'on ne gagne plus au delà d'une certaine valeur de la fraction de pas. Je crois qu'il y a une certaine limite dont il faut tenir compte; je voudrais avoir une indication à cet égard.

M. Hart. — M. Parsons a été jusqu'à 0,60. A 0,60, il y avait des interférences d'une aile d'hélice sur l'autre. 0,56 est encore le maximum à observer.

M. Laubeuf. — Je crois qu'on se tient à 0,50?

M. Hart. — On varie entre 0,54 et 0,56.

M. Laubeuf. — Sur un bâtiment à machines alternatives, j'ai gagné en diminuant la fraction de pas.

M. Hart. — Cela dépend peut-être de la vitesse de rotation.

M. Laubeuf. — Non, la vitesse de rotation était la même dans les deux cas.

M. Tellier. — Je dois entreprendre sur un canot à pétrole, la *Rapière*, les expériences dont parle M. Laubeuf, pour déterminer l'importance de la fraction de pas; je ferai aussi des expériences sur le diamètre.

Nous avons des hélices qui donnent de très bons rendements, mais je crois que nous pourrions avoir des rendements bien meilleurs. Avant les courses de Monaco, nous avons essayé différentes formes de génératrices, nous avons fait quatre hélices différentes, et nous avons obtenu à peine une différence d'une seconde sur une hélice, ce qui fait qu'il est très difficile de dire quelle est la meilleure génératrice.

M. le Président. — Nous espérons que l'année prochaine vous voudrez bien nous présenter le résultat de vos expériences.

M. Tellier. — Très volontiers.

M. Bassetti donne lecture de sa Note sur les hélices. Calcul de la résistance à la rotation.

M. le Président. — Quelqu'un a-t-il des observations à présenter sur le mémoire et la formule de M. Bassetti?

M. Hart. — Je voudrais simplement dire ceci au sujet de la comparaison du *Lubeck*, du *Hambourg* et du *Londonderry* : le *Lubeck* a des hélices à petit diamètre; on a essayé de mettre une grande hélice avant et une petite derrière, cela n'a pas été meilleur.

M. le Président. — On a toujours laissé deux propulseurs par arbre?

M. Hart. — Oui, toujours, sans cela il aurait fallu changer les turbines.

M. Ferrand. — C'est pour cela que toutes les comparaisons que l'on fait sur le *Lubeck* au point de vue de la marche arrière ne signifient absolument rien.

M. Van Meerten. — En Angleterre, on a construit deux navires pour la compagnie Cunard; l'un de ces navires, le *Caronia,* a été muni de machines ordinaires; les machines de la *Carmania* sont des turbines, et ont trois hélices; on a déjà essayé ces deux machines; je me souviens très bien que les turbines de la *Carmania,* avec une même consommation de charbon, ont donné une plus grande vitesse au navire que les machines de la *Caronia.* J'ignore les résultats en service courant, je parle des essais.

M. le Président. — Ce n'est pas douteux pour les essais, surtout en grande vitesse.

M. Van Meerten. — En Allemagne, on n'est pas encore très avancé dans la construction des turbines, mais vous savez qu'en Angleterre on s'y est appliqué très sérieusement dès le commencement, et je crois que c'est pour cela que les résultats en Angleterre sont contraires à ceux qu'on a constatés en Allemagne.

M. Hart. — Le *Viking* a donné de bons résultats; le *Canadian,* qui avait les mêmes propulseurs, en a donné de mauvais, mais il était construit par une maison qui débutait.

M. le Président. — Sur quel point a porté l'erreur?

M. Hart. — Je crois que c'est sur la construction même des turbines. Des deux côtés les dessins des turbines avaient été fournis par M. Parsons, seulement je crois que d'une part le tour de main manquait.

M. le Président. — C'est un avertissement, pour ceux qui font des turbines pour la première fois, de veiller au tour de main. Dans les installations à terre, les ouvriers français sont parfaitement arrivés à prendre ce tour de main, ils font aussi bien qu'en Angleterre.

M. Hart. — Je dirai même qu'ils font mieux : c'est de la bonne construction française, tandis que de l'autre côté du détroit c'est de la bonne quincaillerie de commerce.

M. le Président. — On peut donc arriver au tour de main, il ne faut pas se décourager.

M. le Président. — Je trouve l'expression de M. Bassetti un peu sévère lorsqu'il nous dit qu'aujourd'hui un engouement assez inexplicable tend à substituer les turbines à vapeur aux machines alternatives. L'engouement est toujours mauvais, mais enfin il y a là une solution qui se défend.

M. Bassetti. — Elle est peut-être un peu hardie tout de même.

M. le Président. — Dans tous les cas, cherchons les uns et les autres. On ne peut que remercier tous ceux qui veulent bien nous donner des renseignements.

M. Hart. — Plus on aura d'avis, mieux on connaîtra les questions.

M. Hart donne lecture de sa Note sur le *Dreadnought*.

M. le Président. — Nous remercions beaucoup M. Hart de ses renseignements si intéressants; il n'y a pas de sujet aujourd'hui qui puisse présenter plus d'importance et d'intérêt que celui-là.

M. le Président. — Il n'a pas été donné de chiffres sur la consommation pendant le raid de Gibraltar aux Antilles; mais, d'après ce que je crois savoir, la consommation de charbon a été assez élevée.

M. Hart. — La vitesse n'a pas été très élevée : on a fait $19^{n},5$. Je crois que la question des chaudières a joué aussi un rôle : il y a deux chaudières Babcock qui sont actuellement hors de service, de sorte que cela a pu avoir une influence sur la marche.

M. le Président. — On a dit que la consommation de charbon a été en augmentant pour une même vitesse. En ce qui concerne l'encrassement des tubes des chaudières, avez-vous eu quelques indications?

M. Hart. — J'ai su qu'à Portsmouth on se préoccupait beaucoup des chaudières Babcock, mais je ne suis pas en mesure de donner de renseignements exacts.

M. Ferrand. — Il semble, d'après ce que vous dites, que la petite artillerie n'est pas protégée; les canons de 76 sont tout à fait exposés.

M. Hart. — On doit placer devant les canons de tout petits masques.

M. Ferrand. — M. Hart a parlé dans son Mémoire de la marche arrière et a dit qu'elle laissait à désirer; sur quels chiffres s'est-il basé?

M. Hart. — Je n'ai pas de chiffres exacts.

M. Ferrand. — On accuse en ce moment, d'une façon générale, les bâtiments à turbines de marcher beaucoup plus mal en marche arrière que les bâtiments à machines alternatives. On cite notamment les médiocres résultats du *Lubeck,* sans tenir compte de ce fait que ce bâtiment est vieux de plusieurs années et date de l'enfance des turbines. Quand on parle du *Dreadnought*, on raconte qu'il stoppe et part en arrière beaucoup plus lentement que les bateaux du même type. Je ne connais qu'un chiffre sur cette question. On a constaté qu'à 12 nœuds, en stoppant et mettant en arrière, il s'arrête après avoir parcouru 4 longueurs $\frac{4}{10}$. On a cherché au Ministère de la Marine à comparer ce parcours avec celui de bâtiments de guerre français; on s'est aperçu que l'on n'a pour ainsi dire jamais mesuré la longueur exigée par un bâtiment français pour s'arrêter. Cela n'a pas empêché d'élever comme machine de guerre contre les turbines qu'elles ne permettaient pas de s'arrêter assez vite! On a toutefois trouvé un rapport constatant que sur le *Charlemagne,* à 14 nœuds, en stoppant et mettant en arrière, le bâtiment s'arrête en 4 longueurs $\frac{75}{100}$; le *Dreadnought,* à 12 nœuds, parcourt 4 longueurs $\frac{2}{10}$; par conséquent, si l'on tient compte des différences de masse, le *Dreadnought* serait plus avantageux.

Voici des renseignements d'origine officielle sur la *Princesse-Élisabeth;* c'est un navire à turbines qui fait le service d'Ostende à Douvres. On dit au point de vue de la marche arrière :

« D'après le contrat, le navire devait développer, en marchant en arrière, une vitesse minima de 13 nœuds, calculée par la moyenne de deux parcours successifs sur le mille mesuré.

» Bien que le temps nécessité par les deux parcours et par le virage intermédiaire n'ait pris que 18 minutes environ, la marche en arrière à outrance a été maintenue pendant environ trois quarts d'heure; la vitesse de $16^{n},183$ développée correspond donc bien à la puissance de vaporisation des chaudières.

» *Essais de stoppage.* — 1° Marchant de l'arrière avec une vitesse de 16 nœuds, le navire a pu être stoppé en 49 secondes sur moins d'une longueur. Il ne s'est écoulé que 15 secondes entre le moment de la réception de l'ordre au télégraphe dans la machine et l'instant où les trois hélices ont commencé à tourner de l'avant.

» 2° Marchant de l'avant à la vitesse de 10 nœuds, le navire a pu être stoppé en 85 secondes sur 2 $\frac{1}{2}$ longueurs environ. Comme dans le cas précédent, le renversement de marche des hélices a été obtenu en 15 secondes. »

Voilà un fait très précis, qui montre, au point de vue des bâtiments à tur-

bines, qu'on marche en arrière aussi facilement qu'avec des machines alternatives; seulement il semble que le phénomène ne se présente pas de la même façon : avec les machines alternatives, l'accélération de la marche en arrière est plus rapide. Si l'on mettait en escadre des bateaux à turbines et des bateaux à machines alternatives, pêle-mêle, au moment où l'on ferait une manœuvre en arrière les bateaux ne garderaient pas la distance voulue; il y a là une affaire d'adaptation, et l'on ne peut pas apporter cet argument comme une critique contre les turbines. Au point de vue du renversement de marche, il se fait beaucoup plus vite et plus facilement avec des machines à turbine.

M. Hart. — Très facilement, c'est un tiroir à manœuvrer. La différence que vient de faire constater M. Ferrand tient à ce que les premiers paquebots sur lesquels on a essayé les turbines ont remplacé des paquebots à roues. Avec les paquebots à roues, on a un frein gigantesque, mais il ne faut pas aller très vite : la *Marie-Henriette* a voulu stopper d'un seul coup et l'arbre est tombé au fond de l'eau.

M. Ferrand. — D'ailleurs M. Parsons, dans les expériences auxquelles M. Hart a fait allusion tout à l'heure, a constaté qu'en marche arrière, à partir de 33 pour 100 de la puissance, on avait de la cavitation.

M. Hart. — Actuellement, sur la *Princesse-Élisabeth,* les turbines arrière ont 60 pour 100 de la puissance des turbines avant. Pour la *Princesse-Élisabeth,* la question de marche arrière est, comme pour nos paquebots, très importante, parce que nous accostons dans des conditions très difficiles. Pour le service de ces paquebots, la marche arrière a une importance plus grande que pour les paquebots grands-courriers : il faut s'intercaler entre deux navires, en venant par côté, ce qui n'est pas commode du tout; il faut véritablement un tour de main pour accoster dans ces conditions-là.

Maintenant, je dois dire que, si les paquebots anglais à turbines de Calais-Douvres ne manœuvrent pas plus vite quand ils marchent en arrière, cela tient à ce que les capitaines sont liés par des instructions formelles; on ne veut pas qu'ils manœuvrent vite, tandis que la Compagnie du Nord, dans nos navires français, laisse à ses capitaines toute liberté de manœuvre; quelquefois ils font des accrocs, des avaries qui coûtent assez cher; cependant il paraît préférable de s'y exposer au lieu de traîner dans le port : ce n'est pas la peine de développer une puissance énorme pour gagner seulement cinq minutes sur la traversée et perdre ensuite vingt minutes en manœuvre d'accostage.

M. Godard. — Il est juste d'ajouter, je crois, que la comparaison de l'arrêt

des bâtiments à turbines avec l'arrêt des bâtiments à machines alternatives était très défavorable en ce sens que jusqu'au *Dreadnought* ces bateaux n'avaient que deux hélices sur trois qui marchaient en arrière, et le point le plus essentiel pour repartir en arrière est d'avoir beaucoup d'hélices.

M. Hart. — Sur la *Princesse-Élisabeth* il n'y a que les turbines latérales munies de marche arrière.

M. Godard. — Il y a une perte importante de ce fait. Il n'est pas juste de comparer des bateaux avec deux hélices allant en marche arrière avec d'autres qui en ont quatre.

M. Hart. — D'autant plus que la force perdue est celle qui se trouve à côté du gouvernail.

M. Ferrand. — Il m'a paru utile d'appeler l'attention sur cette question de la marche arrière parce que les adversaires des turbines semblent faire une campagne à ce sujet.

M. Godard. — On compare des machines à deux hélices à des machines à quatre hélices.

M. Hart. — On compare des navires marchands à des navires de guerre.

M. Ferrand. — Jamais on n'aurait essayé sur un croiseur-cuirassé ou un cuirassé marchant à 18 nœuds de mettre en marche arrière à toute puissance.

M. Godard. — Nous avons essayé autrefois sur l'*Isly* de renverser à 18 nœuds; évidemment la machine a attendu quelques secondes avant de partir. Combien de temps le bateau a-t-il mis pour s'arrêter? Je n'en sais rien, j'étais dans la machine, je ne crois pas qu'on ait pris de mesures.

M. Huin. — Pour les anciens bâtiments, on admet que le bâtiment doit se stopper en deux fois sa longueur.

M. Ferrand. — Cela paraît difficile quand on est lancé à 18 nœuds; quand on est à 9 ou 10 nœuds, en marche d'escadre, c'est possible, mais quand on est à 18 nœuds....

M. Hart. — Il y a évidemment une différence.

M. Ferrand. — Il y a l'expérience du *Charlemagne*, qui s'est arrêté en quatre fois sa longueur.

M. Huin. — Je ne crois pas que cette expérience soit très bonne : il serait utile d'ailleurs d'avoir des points de comparaison certains.

M. le Président. — Il n'y a rien; aucun de nous n'a jamais vu mesurer le nombre de longueurs qu'il faut pour arrêter un bateau.

M. Godard. — J'ai eu l'occasion l'année dernière d'assister aux essais d'un bâtiment; il y avait dans le marché la condition d'arrêt, et la question était de savoir à quoi on pourrait comparer les chiffres obtenus; on n'a rien trouvé du tout, parce qu'on n'avait fait aucun essai avec les bâtiments précédents.

M. Bochet. — En ce moment même, à Cherbourg, on fait des essais comparatifs sur la durée d'arrêt entre un torpilleur à turbines et un torpilleur de même type à machines alternatives. Je n'ai pas de chiffres précis sur ce que donnent les essais. Il paraît que le torpilleur à machines alternatives a un arrêt extrêmement rapide, et que l'autre s'arrête également très vite. On peut estimer à peu près ceci : c'est que le torpilleur à machines alternatives s'arrête en moins de sa longueur, et que le torpilleur à turbines s'arrête en une fois et demie.

M. le Président. — Cela, c'est pour les petits bâtiments.

M. Bochet. — C'est un essai comparatif fait entre deux bateaux identiques; s'il y a une différence, elle a l'air d'être en faveur de celui muni de machines alternatives, mais elle n'est pas considérable.

M. Ferrand. — D'ailleurs, on pourrait peut-être dire que les bateaux ne sont pas faits pour s'arrêter en marche à 18 nœuds.

M. le Président. — Nous vous remercions beaucoup, monsieur Hart, de votre très intéressante communication.

M. Godard donne lecture de son Mémoire sur la surchauffe dans la marine.

M. Hart. — Les chaudières de la *Rance* et du navire que vous comparez sont-elles exactement les mêmes?

M. Godard. — Elles sont identiques.

M. Hart. — Vous avez pris un secteur du faisceau tubulaire, mais avez-vous rendu à la chaudière la partie que vous lui aviez prise?

M. Godard. — Non, du tout, c'est la même surface totale.

M. Hart. — Alors ne craignez-vous pas d'arriver à avoir une économie d'eau importante et une économie de combustible moins importante?

M. Godard. — Ce que j'ai examiné, c'est l'économie de charbon, mais il y a une économie d'eau plus grande.

M. Hart. — J'ai connaissance d'expériences de surchauffe où l'on trouve une économie d'eau très sensible qui se traduit par une économie très faible de combustible. Cela tient à ce qu'on a diminué la surface de chauffe de la chaudière et par suite qu'on a modifié son rendement. On arrive ainsi à ce résultat : c'est qu'on obtient une consommation d'eau moindre, qui se traduit par une différence de consommation infinitésimale de combustible.

M. Godard. — Ce qui est difficile pour cette comparaison, c'est d'avoir des appareils identiques.

M. Hart. — Les chaudières de la *Rance* ont un rapport de surface de chauffe à surface de grille plus faible que les autres chaudières. Dans un cas, vous employez de la chaleur dans toute la longueur des tubes à des températures décroissantes ; dans le cas du surchauffeur, celui-ci prend la place d'une partie de la surface de chauffe.

M. Godard — Il n'est pas possible d'employer de la vapeur surchauffée avec des tiroirs cylindriques; on y a renoncé d'une façon absolue dans les machines à terre; par conséquent, il est nécessaire d'employer, avec la vapeur surchauffée, le mode de distribution qui lui convient, sans cela il y a des fuites, on ne sait plus quelle est la part qui revient à la surchauffe, la part des fuites et la part de diminution de vaporisation des chaudières. Ce qui intéresse en somme l'armateur, c'est de savoir le charbon qu'il dépense : la comparaison intéressante doit donc comprendre l'ensemble machine et chaudière.

M. le Président. — Comment limitez-vous le degré de surchauffe en service? Est-ce qu'il n'y a pas à craindre que parfois votre vapeur soit trop surchauffée ?

M. Godard. — Non, la limitation se fait automatiquement par la position des tubes sur lesquels circule la vapeur. C'est le constructeur de la chaudière qui fixe d'avance la température que ne devra pas dépasser la vapeur. Il n'y a aucune espèce de réglage, on ne pourrait pas le faire, d'ailleurs. Quand on est arrivé, à la suite d'expériences assez longues du reste, à fixer la position que doit occuper le surchauffeur, on est à peu près certain qu'on ne dépassera pas la température prévue.

M. le Président. — Quand vous changez d'allure, est-ce que la température reste la même ?

M. Godard. — Lorsqu'on augmente le débit il semblerait que la température doive augmenter beaucoup; il n'en est pas ainsi sur la *Rance*, parce que

la quantité de vapeur qui circule est plus grande et que la chaleur fournie est également plus grande; il s'établit un équilibre; dans d'autres cas, au contraire, la température augmente qnand la puissance augmente. On peut dire d'une façon générale qu'il y a tendance à augmentation de température lorsque la puissance augmente, ce qui est un avantage.

M. Hart. — Évidemment, il doit s'établir une sorte de balance.

M. Godard. — Il faut dire aussi que, quand la puissance augmente, les chaudières tendent à fournir de la vapeur moins sèche, par conséquent le surchauffeur est obligé de vaporiser la quantité d'eau entraînée.

M. le Président. — Vous admettez qu'il y a une sorte d'équilibre automatique?

M. Godard. — Cela ressort des expériences faites soit sur des bateaux, soit sur des locomotives; il s'établit une sorte d'équilibre. En somme, il y a une température qu'on ne dépasse pas pour une surface donnée de surchauffeur.

M. le Président. — Y a-t-il un moyen de se rendre compte des températures?

M. Godard. — On met un thermomètre plus ou moins exact aussi près qu'on le peut de la sortie du surchauffeur, de manière à se rendre compte de ce qui se passe dedans; malheureusement, les thermomètres ne sont pas des instruments de grande précision, et si quelqu'un en connaissait de parfaits je lui serais reconnaissant de me le dire; ce qui leur arrive d'une façon fâcheuse, c'est que leur étalonnage se modifie assez vite, de sorte qu'on est obligé quand on fait des expériences de les comparer à un thermomètre à mercure.

M. Van Merten. — On n'a jamais à craindre que la température soit trop élevée parce que le surchauffeur est tout à fait noyé dans l'eau. Dans les surchauffeurs Schmidt qui sont très répandus en Angleterre et en Allemagne, on a besoin de dispositions pour préserver les surchauffeurs; cela est bien, mais il y a toujours la question humaine : on oublie, et alors il y a une trop grande surchauffe non seulement de la vapeur, mais aussi des tubes qui peuvent se détériorer. Avec le surchauffeur Piedlock on n'a jamais à craindre de tels accidents, et je crois que c'est à cause de cela que cette installation est plus recommandable.

M. Hart. — Je voudrais demander à M. Godard si l'on a mesuré le degré de siccité de la vapeur dans l'essai de la vapeur saturée; il serait intéressant

de savoir pour combien dans cette énorme économie de 20 pour 100 entre la siccité de la vapeur par le surchauffeur.

M. Godard. — Je n'en sais rien, parce que ces mesures sont si difficiles à prendre qu'on ne les fait pas dans la pratique.

M. Hauser. — Ce chiffre de 20 pour 100 paraît considérable.

M. Godard. — Il n'est pas extraordinaire. J'ai cité l'année dernière une économie réalisée chez un de nos collègues qui avait une installation de force motrice avec des chaudières à bouilleurs. Il avait 9 chaudières, il en a transformé 6 auxquelles il a mis des surchauffeurs; il est arrivé à avoir 66 pour 100 d'économie de vapeur et une économie de charbon qui dépasse 33 pour 100. Bien que ces appareils soient à basse température, il est arrivé à cette économie vraiment énorme par rapport à la vapeur saturée. Sans doute il avait un outillage très médiocre, mais il n'en est pas moins vrai que, même à température très modérée, la surchauffe donne des avantages excessivement grands; il n'est pas extraordinaire qu'avec 270° ou 300°, on arrive à 20 pour 100 d'économie de charbon.

Un autre point très important, dont M. Hart disait un mot tout à l'heure, c'est que, en fait, l'économie d'eau est plus grande que l'économie de charbon. Cette économie d'eau est disponible pour produire une puissance plus grande, de sorte qu'avec des chaudières de dimensions données on peut produire une puissance plus grande en brûlant la même quantité de charbon qu'avec des machines ordinaires. C'est encore un avantage.

M. Hart. — En retournant votre raisonnement, si nous prenons les chiffres de 66 pour l'eau et de 33 pour le charbon, si vous avez une économie relativement faible d'eau dans un certain cas, par exemple 6 pour 100, vous ne trouvez plus que 3 pour 100 d'économie pour le combustible; cela devient très faible.

M. Godard. — Il faut préciser; dans l'économie de charbon dont il est question il y a différentes choses : il y a la quantité de charbon employée à vaporiser l'eau, la quantité de charbon d'allumage, la quantité de charbon d'extinction qui est perdue; de sorte que vous avez encore une cause de différence beaucoup plus grande que celle qui résulte des expériences. Lorsque vous prenez comme quantité de charbon dépensée tout le charbon, non seulement de la vaporisation, mais encore le charbon de service, ce qui est la seule chose intéressante pour le producteur, évidemment vous avez une économie de charbon moins grande.

M. Hart. — Quand on fait des comparaisons il est bien difficile de s'en-

tendre sur les points de comparaison. Il faut descendre au fond des choses pour avoir des renseignements.

M. Godard. — Dans la comparaison que je vous indique, c'était le charbon payé pendant une année, par conséquent cela comprend tout. Dans presque toutes les comparaisons que l'on fait dans cet ordre d'idées, on compare l'économie d'eau réalisée à la quantité de charbon dépensée pendant le stoppage, l'allumage, etc.; alors il est certain qu'il doit y avoir une différence considérable entre l'économie d'eau et l'économie de charbon, parce que ce ne sont pas des quantités correspondantes.

M. Hart. — Évidemment, le cas est le même que s'il s'agit d'une locomotive qui est arrêtée en gare et qui consomme du charbon.

M. le Président. — Nous remercions beaucoup M. Godard de son intéressante Communication.

M. Van Meerten a bien voulu offrir de nous donner quelques renseignements sur les bassins d'essais de résistance des carènes, je lui donne la parole.

M. Van Meerten. — Je vous demande, messieurs, toute votre indulgence, d'abord parce que je dois parler dans une langue qui m'est étrangère, et ensuite parce que je parle tout à fait de mémoire.

La question des bassins a été soulevée pour la première fois lors de l'enquête sur la perte du *Captain*. Le Dr William Froude, qui était membre du Comité, a proposé d'évaluer la résistance des carènes avec des modèles. Une analyse lui avait appris qu'il y avait une loi de comparaison entre les résistances des navires de formes similaires. Il avait été précédé dans cette voie par M. Reech. Il a d'abord fait des expériences dans son propre jardin où il avait construit un bassin; puis l'Amirauté a mis une petite canonnière à sa disposition; cette canonnière était remorquée par un croiseur d'assez grande vitesse, et l'on pouvait comparer la résistance du navire avec celle des modèles; la loi de similitude a été parfaitement vérifiée par l'expérience. L'Amirauté a fait construire à Haslar, près de Portsmouth, un bassin qui lui a rendu de très grands services.

Après l'installation du bassin dans le jardin de Froude, le Gouvernement hollandais a pris la résolution de construire également un bassin; mais les moyens financiers hollandais ne valent pas ceux de la nation anglaise, on a donc dû simplifier l'installation pour rester dans la limite des ressources financières. Ainsi, par exemple, on n'a pas construit un canal, comme Froude, mais on a pris seulement le bassin de l'arsenal d'Amsterdam, et

entre deux monitors on a installé le rail pour le chariot qui devait entraîner le navire. D'un côté c'est un désavantage; mais, d'un autre côté, c'est un avantage, parce que les dimensions d'un canal sont toujours restreintes; on n'imite pas les conditions d'un navire en pleine mer; la profondeur, la largeur ont une influence sur la résistance des modèles qui n'est pas parfaitement semblable à celle des navires.

Cette installation a rendu beaucoup de services, si grands même que le Gouvernement russe a eu recours à ce bassin non seulement pour définir la forme, mais aussi pour connaître la résistance du célèbre *Livadia*. On sait que le *Livadia* a parfaitement réussi sous ce rapport, et qu'il a réalisé la vitesse avec la puissance de machine prévue par M. Tideman, le chef du bassin.

D'autres nations ont imité cet exemple, notamment les États-Unis; mais, comme les États-Unis pouvaient consacrer plus d'argent à cette installation, celle-ci a été beaucoup plus parfaite que la nôtre. On a eu recours à l'électricité. Comme on était limité par la longueur, on a employé une disposition ingénieuse pour faire stopper brusquement le chariot.

Froude construisait les petits modèles en paraffine, nous l'avons imité; mais à Washington, où se trouve le bassin des États-Unis, la température est si élevée que la paraffine ne peut pas être employée; on a donc construit les modèles en bois et il y a des installations très ingénieuses pour tailler les modèles exactement selon les lignes d'eau.

En Angleterre, la maison Denny, de Dumbarton, a aussi une installation très complète; la maison John Brown, qui a acheté les chantiers Thomson à Clydebank, a aussi une installation privée; je crois que d'autres maisons vont imiter cet exemple.

On sait qu'il y a deux éléments en cette matière : il faut évaluer la résistance créée par les vagues et l'augmentation de résistance due à l'action de l'hélice; ces deux éléments ont été relevés en Hollande; mais, tandis que dans l'installation de Froude la machine avertit elle-même quand la vitesse est déjà constante, dans l'installation d'Amsterdam on emploie un autre procédé : là, le chariot n'est pas mis en mouvement par une machine, mais par des hommes qui ont toujours la vue tournée vers l'indicateur de la résistance du navire. Ce n'est certainement pas aussi satisfaisant que l'installation de Froude, mais cependant notre installation a répondu au but cherché, et c'est la grande question.

Je crois que l'installation que nous verrons demain sera très intéressante pour nous, elle le sera certainement pour moi parce que je suis sûr que cette installation sera, comme celle des États-Unis, une perfection. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — Nous remercions infiniment M. Van Meerten des aperçus très intéressants qu'il nous a ouverts.

La séance est levée à $5^h 10^m$.

SÉANCES DU 8 MAI 1907.

Séance du matin.

La séance est ouverte à 10^h, sous la présidence de M. Hauser.

M. Bonnet donne lecture de sa Note sur le moment résistant d'un gouvernail.

M. de Maupeou. — L'installation est extrêmement simple, les résultats doivent être exacts puisque la commande de l'appareil de mesure était directe.

M. Bonnet. — Nous mesurions l'effort directement à l'extrémité de la barre; les courbes obtenues étaient très régulières.

Lorsque nous ferons des expériences semblables sur d'autres bâtiments, nous avons l'intention de ne pas placer l'enregistreur tout à fait à l'arrière, parce qu'il s'y produit toujours des vibrations assez sensibles; dans nos essais il y avait, malgré les précautions prises, une petite trépidation, et il fallait régler avec beaucoup de soin l'aiguille de l'enregistreur; il serait donc intéressant de placer l'enregistreur à une quinzaine de mètres de l'arrière, c'est-à-dire à un endroit où les trépidations sont beaucoup moins grandes.

M. de Maupeou. — Sur les navires rapides, quand on met la barre brusquement, la poussée sur le centre du gouvernail fait incliner le navire dans un certain sens, puis il se redresse; j'ai vu ce fait se produire sur le *Tonnerre* et le *Fulminant*, d'une façon extrêmement remarquable. Il serait intéressant de relever exactement ce phénomène. On pourrait, dans ce but, mettre l'enregistreur sur le pont et viser l'horizon.

Le centre de gravité du bâtiment est placé plus haut que le centre de résis-

tance de la carène; d'où il résulte que, lorsque le navire est en rotation régulière sur son cercle, il incline en dehors de ce cercle; quand, au contraire, on met la barre brusquement, le centre de poussée sur le gouvernail est placé beaucoup plus bas que le centre de gravité, et alors le bateau commence par incliner en dedans, puis il se met à incliner en dehors.

En installant un appareil enregistreur sur le pont de manière à viser l'horizon, on se rendrait compte des mouvements complets du navire, giration et inclinaison.

M. Bonnet. — Il y a un autre élément que nous n'avons pas relevé dans nos essais et que nous avons relevé dans d'autres expériences : c'est l'abatée du bateau par seconde.

M. de Maupeou. — C'est bien difficile, vous êtes obligé de viser à terre.

M. Bonnet. — Nous ne prenons l'abatée qu'au compas.

M. de Maupeou. — C'est vague.

M. Piaud. — C'est un élément cependant, mais approximatif.

M. de Maupeou. — Deux observateurs peuvent faire ce relevé : on noterait le moment où l'inclinaison est au maximum.

M. Bonnet. — Une chose intéressante également serait de savoir exactement, car c'est un des éléments qui interviennent dans la théorie de M. Thibaudier, autour de quel point tourne le bateau lorsqu'on met la barre; c'est sur beaucoup de bâtiments un point très voisin de l'étrave, mais il est assez délicat de le déterminer expérimentalement.

M. de Maupeou. — Il n'y a que la courbe de giration qui puisse donner ce renseignement. C'est très difficile à faire, tandis que l'autre relevé est facile à obtenir. L'hélice crée déjà un couple de rotation qui n'est pas négligeable.

On se rappelle les incidents du *Tonnerre*. Le *Tonnerre* avait risqué deux fois de chavirer, il ne se redressait pas à la barre, car il était extrêmement stable. On l'avait envoyé à Cherbourg pour y faire des expériences. J'y accompagnais comme secrétaire l'Inspecteur général du Génie qui était venu assister aux essais; à la première sortie, on veut faire chavirer le bateau, il ne chavire pas !

J'arrivais à ce moment d'Angleterre où j'avais été faire les essais du premier torpilleur de Yarrow. A mon arrivée à Londres, l'attaché naval m'avait dit : méfiez-vous un peu, ce bateau ne m'a pas l'air stable, il n'est jamais droit, il est toujours incliné d'un côté. Je profite du conseil et je constate en effet que le bateau est un peu incliné d'un côté; mais, lorsque je passe de

l'autre côté, je trouve qu'il est à son état naturel. Une fois la machine mise en marche, un point attira mon attention, c'est que le couple de rotation de l'hélice était très sensible; à mesure qu'on accélérait, le bateau inclinait, si bien qu'à sa vitesse à peu près normale, en descendant la Tamise, le bateau était presque le plat-bord dans l'eau.

Cet incident revint à ma mémoire lorsque sur le *Tonnerre* on constatait que le bâtiment ne chavirait plus comme dans les essais précédents. Je demandais alors aux officiers du bord si l'on mettait la barre du même bord que dans les sorties antérieures. On reconnut que non. En changeant la barre, le phénomène de chavirement reparut comme autrefois. Il se trouvait bien établi que le couple de rotation de l'hélice aidait dans un cas et contrariait, dans l'autre, le couple de chavirement.

M. Bonnet. — D'ailleurs cette inclinaison, due au sens de rotation de l'hélice, se trouve prévue sur les torpilleurs Normand, puisque l'on arrime le bateau de façon qu'au repos il soit légèrement incliné d'un bord, et se redresse à la vitesse ordinaire.

M. de Maupeou. — Sur les anciens bateaux, avec de petites machines, cela était tout à fait négligeable; mais, à mesure qu'on a mis des machines de plus en plus fortes sur des masses de plus en plus faibles, cela est devenu important.

M. Ferrand. — Il est regrettable que M. Tellier ne soit pas ici : il aurait indiqué l'effet très considérable produit sur ses canots automobiles.

M. de Maupeou. — Ces petits bateaux partent brusquement, ils doivent incliner également brusquement. Il ne faut pas partir trop brusquement, parce qu'alors on dépasse notablement la position d'équilibre.

M. le Président. — Il nous reste à remercier M. Bonnet de sa communication. Je ferai remarquer qu'en somme son travail vérifie la théorie qui résulte des expériences de M. Thibaudier. Il me semble qu'il serait intéressant de faire un grand nombre d'expériences sur des navires différents.

M. Bonnet. — Ce qui serait peut-être intéressant, étant donné qu'on a fait des expériences sur un bateau à 20 nœuds, ce serait d'en faire sur des bateaux à 28 et 30 nœuds.

M. Coville. — Nous allons faire de nouvelles expériences sur un nouveau contre-torpilleur; il serait à désirer que tous les constructeurs en fassent autant et les communiquent, de façon à avoir le plus de données possible.

M. le Président. — Nous pouvons exprimer ce vœu à tous les constructeurs présents ou absents.

M. Piaud a bien voulu nous apporter un nouveau thermomètre sur lequel il va nous donner quelques explications.

M. Piaud. — J'ai entre les mains en ce moment un instrument de création très récente, qui a été inventé par M. Fournier, préparateur au laboratoire de recherches scientifiques de la Sorbonne. Il est basé, non pas sur la dilatation des corps, mais sur la tension de la vapeur saturée. Le principe est extrêmement simple : tout le monde sait que, lorsqu'un liquide pouvant émettre des vapeurs est enfermé dans une enveloppe, la tension de la vapeur est uniquement fonction de la température et indépendante des variations de volume de l'enveloppe, tant qu'il reste une goutte de liquide en contact avec la vapeur.

L'appareil que je vous présente est basé sur ce principe.

Voici un petit récipient où il y a un liquide volatil, du chlorure de méthyle; il est relié par un tube rempli d'un liquide quelconque à un tube de manomètre; au lieu de l'aiguille, on peut placer un enregistreur à mouvement d'horlogerie; le grand intérêt, c'est que ce tube conducteur, qui a ici à peu près 3^{m}, peut avoir sans inconvénient 2^{km} ou 3^{km}. Il existe au laboratoire de Roscoff un de ces appareils qui va chercher la température au fond de la mer, à 900^{m} du rivage; il y en a en essais un peu partout.

Cet appareil s'applique immédiatement à toutes les industries dans lesquelles on a intérêt à connaître la température exacte d'un local, notamment aux manufactures de tabacs, aux ateliers pour la vulcanisation du caoutchouc, toutes les industries aussi qui font de la fermentation : les brasseries, les malteries, toutes les usines dans lesquelles on a intérêt à surveiller la vapeur dans un certain nombre de locaux; on peut avoir dans ces installations des appareils comme celui-ci dont les cadrans sont réunis dans le bureau de l'ingénieur, et l'on a en un même temps toutes les températures que l'on a intérêt à connaître.

De plus, l'appareil se transforme aisément en un avertisseur : il suffit pour cela d'établir un contact électrique et une sonnerie. Il a même été installé en thermo-régulateur dans des installations de chauffage à la vapeur; on peut à l'autre bout installer une vanne qui ouvre ou ferme le débit de vapeur; il y a des installations de chauffage à vapeur dans des immeubles qui sont réglées à un demi-degré près par cet appareil.

Il y aurait évidemment beaucoup d'applications à faire, très intéressantes, de cet appareil, dans la Marine. Dans la marine marchande, un de ces appareils, disposé dans les cales et aboutissant à la chambre de veille, permettrait de surveiller la température du chargement, car il y a quelquefois des combustions spontanées qui occasionnent des incendies. Ce serait également

d'une grande sécurité sur les navires de guerre où la surveillance de la température des soutes à poudre est tout indiquée.

M. le Président. — C'est aussi un thermomètre médical!

M. Piaud. — En effet, sans déranger le malade on peut suivre sa température dans la chambre voisine. Ici, il y a un tube assez long, mais pour les petits thermomètres on fait des ampoules grosses comme un dé à coudre.

M. Ferrand. — Qu'arrive-t-il si le tuyau de communication traverse des emplacements dont la température varie?

M. Piaud. — Cela ne fait absolument rien. La dilatation de la colonne liquide n'agit pas, précisément à cause du principe de la tension des vapeurs saturées; elle n'agit pas sur la tension de la vapeur, et par conséquent pas sur les indications du manomètre. On peut mettre ce tube roulé comme il l'est dans la flamme d'un bec de gaz, l'aiguille ne bouge pas.

M. le Président. — Le liquide incompressible subit-il une dilatation par la chaleur?

M. Piaud. — Oui, mais qui n'a aucune importance sur l'indication de l'aiguille; cela fait varier la chambre de vapeur mais ne fait pas varier la tension.

M. de Maupeou. — Quel est le point de vaporisation du liquide?

M. Piaud. — Cela dépend; on change le liquide suivant la zone de température. Celui-ci va de — 10° à + 40°; il est volatil à basse température.

On fait en ce moment des essais intéressants : progressivement on arrive à mesurer de hautes températures avec un appareil de ce genre, en employant des liquides volatils appropriés.

M. de Maupeou. — Pour mesurer les températures des fours, ce serait un instrument précieux.

M. Piaud. — L'inventeur arrive à augmenter progressivement la température, il compte arriver bientôt à 600° et vers la fin de l'été à 1000° ou 1200°; alors on aura un appareil absolument précis pour les opérations métallurgiques par exemple.

M. de Maupeou. — Pour 1200° il n'y a guère que le platine qu'on pourra employer.

M. Piaud. — Le réservoir sera en platine. Évidemment, ce seront des instruments qui coûteront cher.

M. de Maupeou. — Cet appareil est nouveau ?

M. Piaud. — C'est assez récent, je crois que les brevets sont de l'automne. Le prince de Monaco a commandé un appareil comme celui-ci pour faire des sondages en mer; je ne sais pas quel est le procédé qu'on emploiera, mais il y aura un fil de 20^{km} de longueur. Le prince de Monaco compte avoir la température du fond de la mer par des profondeurs de 20000^{m} si elles existent.

M. Ferrand. — Cet appareil est-il coûteux?

M. Piaud. — Tel qu'il est là il se vend 90^{fr}. Le plus coûteux c'est le fil conducteur qui coûte 2^{fr} le mètre. Il y a une seule correction à faire dans l'appareil, c'est lorsque le récipient et le cadran sont à un niveau très différent; il faut tenir compte dans la graduation de la différence de niveau à cause de la différence de pression de la colonne liquide.

M. le Président. — Nous remercions beaucoup M. Piaud de son intéressante communication.

M. le Secrétaire général fait un résumé du Mémoire de M. Dibos sur la création d'une compagnie française de sauvetage et renflouage des navires.

M. le Président. — Les idées exprimées par M. Dibos me paraissent très justes; mais il y a une chose qui m'étonne beaucoup; un capital de 4 millions serait nécessaire pour fonder une société dont l'utilité serait certainement, au point de vue national, très grande; il me semble que les premiers intéressés à cette affaire seraient les compagnies d'assurances maritimes qui sont nombreuses en France, et qui sont puissantes. Je regrette, d'une part, que M. Dibos ne soit pas là, et, d'autre part, qu'aucun de nos collègues qui appartiennent à ce genre de spécialité ne puisse nous dire pourquoi une société comme celle-là ne s'est pas fondée. S'il y a beaucoup d'argent à gagner, il me semble étonnant que les capitaux ne se soient pas dirigés de ce côté.

M. de Maupeou. — Je ne crois pas que ce soient les compagnies d'assurances qui y auraient intérêt, ce seraient les armateurs. En fondant une compagnie de renflouage, les compagnies seraient obligées de diminuer les taux d'assurance.

M. le Président. — On demande bien aux compagnies d'assurances contre l'incendie des subventions pour les sapeurs-pompiers et le salvage-corps.

M. de Maupeou. — Ce sont les armateurs qui sont intéressés à faire une société pareille, parce qu'ils paieront des primes plus basses.

M. le Président. — Je ne m'explique pas que les armateurs ne trouvent pas 4 millions pour une affaire comme celle-là.

M. de Maupeou. — Il n'y a pas un bénéfice clair et immédiat, on ne sait pas si l'on travaillera.

M. le Président. — Une affaire comme celle-là est un billet de loterie. M. Dibos cite des cas où un seul bateau relevé a couvert plus que le capital de la société qui faisait l'opération. Ce sont des chances inespérées. Dans un pays où les loteries et les valeurs à lots ont un grand succès, il me semble que la création d'une telle société s'imposerait.

M. de Maupeou. — Il faudra y penser au moment où il y aura un accident éclatant; le lendemain on trouvera peut-être de l'argent; il en est ainsi pour les assurances : c'est au lendemain d'un grand incendie que les compagnies d'assurances font des affaires.

La séance est levée à $11^h 15^m$.

Le mardi 7 mai, les membres de l'Association Technique Maritime ont visité le bassin d'expériences de carènes, récemment installé par la Marine. M. Lhomme, Directeur du Génie maritime, Chef de la Section technique, et M. Petithomme, Ingénieur en chef de la Marine, ont dirigé cette visite et ont fait fonctionner les différents appareils devant leurs collègues de l'Association.

Le dîner annuel de l'Association, qui a eu lieu le 7 mai au restaurant Marguery, a réuni comme convives : MM. Baclé, Bonnet, marquis de Chasseloup-Laubat, Coville, Delaporte, Demongeot, Fliche, Ferrand, Godard, Groslous, Hart, Hauser, M. Jullien, comte de Lambert, Ledieu, Molas, Van Meerten, commandant Moriyama, Pellechia, Ravier, Sciama, Tellier, Vaslin, Widmann.

M. Jacques-Augustin NORMAND,

SA VIE ET SES ŒUVRES,

Par M. C. FERRAND,
Ingénieur en chef de la Marine,
Secrétaire général de l'Association Technique Maritime.

Un des privilèges de l'enfance est d'ignorer la mort et de n'apercevoir des deuils que les apparences : lorsque l'adolescence apporte à l'homme la plénitude de sa force physique et intellectuelle, elle lui donne en même temps l'intelligence des séparations définitives et des douleurs qu'elles entraînent. Il semble que la mort ait attendu que notre Association fût adolescente et capable d'apprécier à la fois les services rendus et les vides créés dans son sein pour frapper à coups redoublés sur ses plus actifs fondateurs : l'an dernier, sur M. Daymard; cette année, sur M. Aug. Normand.

Mais, si le premier fut enlevé brusquement à l'affection de ses amis, nous suivions au contraire, d'année en année, les progrès du mal qui devait emporter le second et que sa vigueur morale ne réussissait pas à dissimuler.

M. Normand était trop intimement mêlé aux travaux de notre Association, à la fondation et au développement de laquelle il prit une part prépondérante, pour qu'il soit utile de rappeler ici ses éminentes qualités intellectuelles et morales; mais il y a un profit pour tous à exposer le développement de sa vie d'ingénieur, qui restera un modèle et dont notre Association se doit de cultiver le souvenir.

Jacques-Augustin Normand était né le 4 octobre 1839 : il appartenait à une véritable aristocratie de constructeurs, si l'on donne à ce mot d'*aristocratie* sa vraie signification, c'est-à-dire la tradition à travers plusieurs générations d'une réputation sans tache, aussi bien au point de vue moral qu'au point de vue commercial et industriel. Le premier constructeur du nom de Normand était établi à Honfleur dès la fin du XVIIe siècle; son arrière-petit-fils Augustin transféra le chantier au Havre, à l'emplacement même qu'il occupe encore aujourd'hui.

Augustin Normand fonda la réputation universelle de sa maison en asso-

ciant son nom à tous les progrès de la navigation à vapeur commençante; il suffit de citer quelques-uns des bâtiments sortis de ses chantiers, qui constituent, dans l'histoire de l'architecture navale, les étapes parcourues par nos devanciers : en 1830, le *Courrier*, destiné au service postal de Calais à Douvres, actionné par une machine à roues de Cavé ; en 1843, le paquebot-poste *Napoléon,* que beaucoup d'entre nous ont vu finir son existence sous le nom de l'aviso le *Corse,* et qui, muni d'une machine Barnes, fut le premier bâtiment à hélices construit en France; en 1846, le *Comte-d'Eu,* yacht royal, muni d'une machine du Creusot; en 1858, le *Grille,* yacht royal de Prusse, muni d'une machine Penn, et qui dépassa la vitesse de 15 nœuds, exceptionnelle à cette époque; enfin, de 1854 à 1866, de nombreux avisos pour la Marine française, notamment le yacht impérial *Jérôme-Napoléon,* qui devint plus tard le *Desaix* et l'*Hirondelle.*

Augustin Normand avait vu, un des premiers, l'évolution nécessaire qui conduirait à la construction en fer et au machinisme moderne : dès 1846, il construisit un paquebot en fer à roues, le *Finistère,* et, en 1851, le *Cygne,* qui fait encore le service de Carteret à Jersey; en même temps, son second fils Benjamin s'adonnait au perfectionnement des machines à vapeur et créait, dès 1861, la machine à triple expansion. Le chantier se développait et se modernisait et devenait capable de construire des bâtiments complets, coque et appareil moteur.

C'est cet héritage que Jacques-Augustin Normand recueillit en 1871.

Il avait reçu la meilleure de toutes les formations techniques; le chantier de son père fut l'École unique où il puisa à la fois la science la plus complète de l'architecture navale et la curiosité de tous les problèmes qui assaillent l'esprit humain. On pourrait prendre texte des grands succès de M. Normand pour faire le procès des grandes Écoles et pour montrer à quel point l'éducation familiale bien dirigée est supérieure pour la formation de l'esprit à l'enseignement le plus élevé donné par les maîtres les plus brillants : il faut se garder cependant de généraliser et surtout d'oublier que les grandes Écoles sont ouvertes à tous; tous, au contraire, n'ont pas à leur disposition un grand chantier pour développer leurs connaissances et un père ingénieur éminent pour diriger leur culture scientifique.

Dès l'âge de 24 ans, M. Normand s'attaque au problème principal des constructions navales, ou plutôt à celui de ces problèmes qui sollicite le plus les jeunes intelligences, éprises de précision. Dans son Mémoire *Sur l'application de l'Algèbre aux bâtiments de mer,* publié en 1864, il cherche à circonscrire, à l'aide de formules, les tâtonnements imposés au début de l'étude de tout projet de navire; il développe ses premières idées dans un nouveau travail : *Formules de constructions navales,* paru en 1870.

Ce même sujet restera la préoccupation de toute sa carrière d'ingénieur; bien que les premières études sur la similitude soient l'œuvre de Reech, on ne saurait contester que Normand donna à cette théorie la consécration de

l'application pratique; il établit des formules qui sont devenues classiques et qui constitueront peut-être, pour les ingénieurs de l'avenir, son œuvre la plus importante et la plus durable.

Nous retrouvons dans de nombreuses publications les diverses étapes de son œuvre : d'abord deux Mémoires adressés à l'Institution of Navals Architects, *On approximative formula for the calculation of trim* (1882) et *On the fineness of vessels in relation to size and speed* (1888). Puis la Note *Sur les lois de similitude dans diverses questions de constructions navales* (*Bulletin de l'Association technique maritime,* 1894) étend l'emploi de ces lois à l'établissement des plans de machines : sous certaines réserves, un plan de machines fonctionnant à une pression de vapeur déterminée peut être exécuté à une échelle quelconque, sans que les conditions de charge des matériaux et des surfaces frottantes ainsi que de chute de pression de vapeur soient modifiées, pourvu que le nombre de tours soit inversement proportionnel aux dimensions linéaires. La puissance de la machine, établie ainsi dans les mêmes conditions relativement aux forces d'inertie, est alors proportionnelle au carré des dimensions linéaires et son poids par cheval aux dimensions linéaires elles-mêmes. L'application des lois de la similitude s'étend également aux phénomènes de soulèvement de carène et de cavitation, dont il sera question plus loin. La même question, en se plaçant au point de vue de l'exécution d'un programme donné, est traitée dans la Note *Approximative rules for the determination of the displacement and dimension of a ship in accordance with a giver programme of requirement* (*Inst. of nav. Arch.*, 1901).

Jacques-Augustin Normand prenait la direction de son chantier du Perrey au moment même où s'ouvrait l'ère des torpilleurs; cependant, il ne fut pas le premier en date des constructeurs de torpilleurs en France. Il semble que son clair bon sens se soit refusé tout d'abord à croire au grand avenir de la nouvelle arme et à suivre les exagérations de l'École qui voyait dans l'apparition des torpilleurs la ruine des cuirassés.

Le torpilleur n° 1 de la Marine française date de 1875; les torpilleurs 20 et 21, qui furent les premiers torpilleurs fournis par M. Normand, ne furent commandés qu'en 1877. Ces deux petits bâtiments (il convient de noter ce point de départ) avaient 26^{m} de longueur, 33^{tx} de déplacement; un appareil moteur composé d'une chaudière type locomotive de $1^{m^2},78$ de surface de grille et d'une machine compound de 500^{chx}, tournant à 350 tours, permettait de réaliser une vitesse de $19^{n},85$, constituant pour l'époque un véritable succès.

Dès cette date, il semble que le nom de Normand devint inséparable du torpilleur. En fait, le progrès du torpilleur n'est que le progrès de la vitesse : c'est à la recherche de ce progrès que s'attachera toute l'activité de Normand. Cette recherche, nous pouvons la suivre pas à pas, grâce aux nom-

breuses Communications faites par notre regretté vice-président à notre Association tout d'abord, à la Société des Ingénieurs civils, à l'Institution des Navals Architects, à l'Académie des Sciences, etc.

Un premier Ouvrage, *Étude sur les torpilleurs* (Gauthier-Villars, 1885), applique au tracé de ces petits bâtiments les formules approximatives dont nous avons parlé plus haut et permet d'analyser les divers problèmes qui se posent, pour la vitesse, la distance franchissable, l'armement, les dimensions principales. A la suite du brillant succès du *Forban,* le *Problème de la vitesse* précise les vues qui ont dirigé A. Normand dans la recherche du progrès.

Ce progrès ne peut venir ni de l'amélioration de l'utilisation, ni de la grandeur absolue, mais uniquement de la réduction dû poids de l'appareil moteur et de l'augmentation simultanée de la fraction de ce déplacement total appliqué à l'appareil-moteur. Cette manière de voir se résume par la formule

$$V = M_D \sqrt[3]{\frac{a}{\pi} D^{\frac{1}{3}}},$$

où

a est la fraction du déplacement total employé en puissance;
π le poids par cheval de l'appareil moteur;
D le déplacement;
M_D l'utilisation rapportée au déplacement.

En même temps, Normand établit qu'il existe pour tout bâtiment une vitesse d'utilisation minima, qui se produit au moment où le bâtiment commence à se soulever : il y a à ce moment un rapport déterminé entre la résistance directe $D^{\frac{2}{3}} V^2$ et le déplacement. D'après les essais du *Forban,* où la vitesse d'utilisation minima fut reconnue être à 20 nœuds, la formule serait

$$V_1 = 9 \sqrt[2]{D^{\frac{1}{3}}} \quad (1).$$

Ces vues d'ensemble, nettement expliquées dans ce Mémoire *Sur le problème de la vitesse,* ont dirigé toutes les études de Normand, et le conduisirent à s'attaquer à toutes les questions concernant l'utilisation de la coque et son allongement, la légèreté, la puissance et l'économie de l'appareil moteur.

Son chantier devint rapidement un laboratoire d'études où s'examinait, dans la pratique, l'emploi des nouveaux matériaux qui sont entrés aujourd'hui couramment dans la pratique industrielle : les aciers à haute résistance, pour les tôles, les rivetages et les pièces de machines, l'aluminium, les

---

(1) Ce qui permettrait de fixer à 23n,3 la vitesse d'utilisation minime d'un bâtiment de 300tx, et à 40 nœuds celle d'un bâtiment de 8000tx.

bronzes spéciaux furent essayés sous toutes leurs formes. Normand ne publia rien à ce sujet, mais ceux d'entre nous qui ont suivi son œuvre savent à quel point ces études sollicitèrent son attention. Faut-il ajouter que la conscience avec laquelle il agissait pour ses études lui faisait oublier ses propres intérêts? Une livraison de torpilleurs fut notamment retardée de longs mois, parce que des expériences avaient conduit Normand à considérer qu'il y aurait intérêt à remplacer, dans une chaudière dont tous les matériaux étaient approvisionnés, des tubes d'une certaine nuance d'acier par des tubes d'une autre nuance. Ce remplacement lui coûtait le prix d'un faisceau tubulaire et le risque de lourdes pénalités; les bureaux du Ministère de la Marine n'ont pas oublié la peine qu'ils ont eue, auprès d'un Ministre qui s'était fait un article de son programme d'appliquer sévèrement toutes les pénalités, pour obtenir l'exonération de ces pénalités. M. Normand n'avait pas même eu l'idée d'envisager les risques financiers que lui faisait courir son désir de fournir une œuvre parfaite.

La question des gouvernails, de leur meilleure position par rapport à l'hélice, de leur forme et de leurs dimensions était un des problèmes que les progrès de la vitesse sur des coques légères devaient mettre au premier rang : nous trouvons sur ce problème plusieurs Mémoires de Normand. En 1883, une Note publiée dans le *Mémorial du Génie maritime* étudie l'influence de la pente de l'arbre de l'hélice sur l'utilisation et montre qu'il est nécessaire de donner à la carène une acuité telle que les filets liquides infléchis par le navire aient repris leur parallélisme avant d'être actionnés par l'hélice.

Dans sa Note *Sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice* (*Bull. de l'Assoc. techn. mar.*, 1890), Normand montre pour quelles causes l'hélice agit en sens contraire du gouvernail, lorsque celui-ci est placé immédiatement devant l'hélice; il constate en même temps que le gouvernail à l'arrière de l'hélice présente des inconvénients; les trépidations très vives ébranlent le rivetage de l'étambot, la présence de celui-ci réduit la vitesse; l'émersion du gouvernail au tangage et sa vulnérabilité sont accrues; et il signale que l'on peut remédier à ces inconvénients en plaçant le gouvernail assez en avant de l'hélice pour que l'eau ait repris sa direction normale avant d'arriver à celle-ci. Des expériences comparatives exécutées sur des torpilleurs, le *Lancier* et le *Dragon* ont vérifié la justesse de cette manière de voir (*Bull. de l'Assoc. techn. mar.*, 1893); les durées de giration du *Lancier* installé suivant le dispositif indiqué sont inférieures de 10 pour 100 au moins à celles du *Dragon*, et cependant la stabilité de route du *Lancier* n'est pas inférieure à celle de ses similaires.

Les essais du *Coureur* fourni à la Marine par M. Thornycroft, essais qui avaient paru particulièrement brillants, à cause de la vitesse inusitée qui avait été obtenue, donnèrent à M. Normand l'occasion de comparer (*Mémorial du Génie maritime*, 1889) l'utilisation de ses torpilleurs à ceux

de l'éminent constructeur anglais. On doit reconnaître que le succès de celui-ci venait surtout de l'emploi de sa nouvelle chaudière, mais que les torpilleurs Normand ne le cédaient en rien au *Coureur* au point de vue des formes : l'utilisation rapportée à la puissance $\frac{2}{3}$ du déplacement est, en effet, de 5,87 sur le *Doudart de Lagrée,* tandis qu'elle est de 5,72 sur le *Coureur,* d'un tonnage notablement plus élevé.

Comme nous l'avons dit plus haut, le progrès dans la vitesse devait venir surtout de la puissance et de la légèreté de l'appareil moteur et avant tout de la chaudière.

M. Normand, jusqu'en 1889, employa la chaudière type locomotive ; on lui doit quelques dispositions heureuses, telles que le rétreint des tubes, destiné à améliorer l'accès de l'eau sur la plaque de tête. Reconnaissant l'action désastreuse des huiles pour la conservation des chaudières, il imagina d'interposer sur le circuit de l'eau d'alimentation un appareil de dégraissage, le filtre Normand à éponges, dont l'emploi, avec plus ou moins de modifications, s'est universellement généralisé.

Il était parvenu à créer un type satisfaisant de chaudières locomotives (torpilleurs **126, 127**) lorsque, à la suite des incidents des torpilleurs dits de 35^{m}, la Marine s'orienta dans la voie des chaudières type du Temple.

Il est juste de rappeler que M. Normand ne prit aucune part à la construction de ces cinquante torpilleurs qui eurent à leur époque une triste célébrité : la Marine eut le tort d'imposer un programme mal étudié, et de recourir pour la fourniture de ces bâtiments à une adjudication mettant en concurrence des constructeurs expérimentés et des constructeurs ignorants des soins qu'exigeait un torpilleur. M. Normand s'abstint pour ces deux motifs.

Quoi qu'il en soit, reprenant l'idée de la chaudière construite en 1859 à Cherbourg par Sochet, puis en 1874 par le Commandant du Temple, plus tard en Angleterre par Thornycroft, Normand devint en France le premier constructeur de la chaudière à petits tubes, à laquelle il imposa son nom. La première comportait un faisceau de tubes en S, de faible diamètre, réunissant les collecteurs d'alimentation et le collecteur de vapeur ; les inconvénients de ces tubes leur firent substituer peu à peu des tubes de moins en moins coudés, de diamètre élargi, disposés de façon à utiliser les parcours de flamme dans les meilleures conditions possibles.

Dans un exposé présenté à l'Institution des Naval Architects, en 1895, Normand passe en revue les conditions que doivent remplir les chaudières pour satisfaire à une chauffe intense : tubes aussi droits et verticaux que possible, circulation d'eau très active, rapport peu élevé de la longueur au diamètre des tubes, retours d'eau de larges proportions. Grâce à ces précautions, il parvint à réaliser un appareil d'une simplicité très grande de tracé et de construction, d'une extrême souplesse et dont l'emploi, absolument général sur les torpilleurs, s'imposait de lui-même sur les grands navires. Un perfectionnement dû à la collaboration de M. Normand et de M. Sigaudy permet sur ces

grands navires d'accoupler deux chaudières et de simplifier la surveillance de la chauffe et de l'alimentation. Les appareils de l'espèce, en service depuis plusieurs années sur le *Châteaurenault*, le *Montcalm*, qui ont fait campagne dans les mers de Chine, ont donné entière satisfaction et sans doute ce type de chaudières se serait universellement généralisé si un ostracisme dû à des raisons plus politiques que techniques ne les avait frappées il y a quelques années. Il faut constater, d'ailleurs, que ce type de chaudières, exclu en France, se répand de plus en plus à l'étranger et notamment chez les grandes puissances maritimes, l'Angleterre, l'Allemagne, le Japon.

Si nous revenons aux torpilleurs, constatons quel immense progrès ce type de chaudières réalisa. Le poids par cheval qui était de 19^{kg} sur le *Balny* (chaudières locomotives) tomba à $6^{kg},6$ sur le *Forban*.

Sur les derniers contre-torpilleurs, la puissance totale de 7200^{chx} est atteinte à l'aide de deux chaudières pesant $22^{tx},7$ avec eau, soit $6^{kg},3$ par cheval.

L'appareil moteur bénéficiait en même temps de progrès du même ordre, réalisant d'années en années des bénéfices en puissance et en légèreté. Le premier, Normand utilisa, pour ses arbres, ses tiges de piston, etc., les aciers spéciaux au nickel, et développa, avec une prudence que d'autres eurent le tort de ne pas imiter, l'emploi de l'acier moulé.

De nombreux perfectionnements de détails lui sont dus, notamment l'installation sur les cylindres de soupapes de sûreté (brevetées en 1887) évacuant dans les boîtes à tiroir et permettant, tout en maintenant aux grandes allures la forte compression nécessaire, d'éviter le maintien, aux faibles allures, d'un excès de compression nuisible à la régularité et à l'économie de la marche. Il faut citer également la disposition des bielles amincies, qui permettent une certaine flexion sans diminuer la résistance.

La question des vibrations, à laquelle les turbines apportent aujourd'hui la solution définitive, devait solliciter l'attention de M. Normand. Un Mémoire détaillé (*Mémorial du Génie maritime*, 1893) nous initie aux procédés employés par Normand pour combattre efficacement ces vibrations. Après avoir établi une formule donnant des indications comparatives sur les vibrations et montré que celles-ci sont dues aux forces d'inertie, l'auteur étudie les procédés à employer pour les combattre. Les forces d'inertie dues aux pièces animées d'un mouvement circulaire sont annihilées par des contrepoids fixés aux manivelles; quant aux forces d'inertie provenant des pièces animées d'un mouvement alternatif dont la valeur est considérable — sur le *Chevalier*, elles atteignent 7000^{kg} en haut de course et 4500^{kg} en bas de course — M. Normand montre qu'avec trois manivelles calées à 120° ou quatre calées à 90° et des poids mobiles identiques à tous les cylindres, la somme des efforts d'inertie suivant l'axe des cylindres est constamment nulle pour toutes les positions angulaires de l'arbre, quel que soit le rapport de la longueur de la bielle à la longueur de la manivelle : il suffit donc d'égaliser les poids des

pièces mobiles, léger sacrifice de poids qui, sur le *Chevalier*, ne demande que 206kg. Ces mesures, toutefois, ne suffisent pas; à cause de la position des cylindres, les efforts se transforment en un couple vertical d'intensité variable, alternativement positif et négatif, dont le levier est proportionnel à la distance entre les axes des cylindres extrêmes. Ce couple a pour effet de déterminer des vibrations ondulatoires dans la coque entière. On réduira le bras de levier de ce couple en réduisant la longueur de la machine; en même temps, on prendra la précaution de rendre, à l'aide de tirants diagonaux, la figure de la machine invariable et l'on équilibrera le couple par un couple résistant de même moment constitué à la partie inférieure par les attaches de la plaque de fondation avec les fonds du navire et à la partie supérieure par des tirants longitudinaux fixés à l'un des ponts.

A ces progrès dans la machine proprement dite Normand ajoute des perfectionnements dans tous les accessoires, perfectionnements qui assurèrent à la fois la sécurité du fonctionnement et l'économie. Dans cet ordre d'idées, il faut citer des dispositifs ingénieux pour empêcher le désamorçage des pompes alimentaires qui se produit trop aisément aux grandes vitesses (*Bulletin de la Société des Ingénieurs civils,* 1883), des tracés nouveaux pour la forme et la fixation des tubes de condenseur ainsi que des précautions pour améliorer la condensation par surface en diminuant la résistance éprouvée par l'eau de circulation.

On sait que les essais officiels de torpilleurs imposent, en France, d'embarquer le charbon nécessaire pour une distance franchissable déterminée : d'où l'utilité, pour réaliser des progrès dans la vitesse, d'alléger le bâtiment en cherchant à réduire la consommation [*On the importance of economy of fuel in very fast vessels* (*Inst. of Nav. Arch.*)]. Aux mesures prises à cet effet dans l'appareil moteur même, Normand ajoute avec le plus grand succès le réchauffage de l'eau d'alimentation, pour lequel il prit, après de nombreux essais, plusieurs brevets. Nous rappellerons notamment les essais décrits dans une Note de 1892 du *Mémorial du Génie maritime,* qui met en évidence la variation du coefficient de transmission de la chaleur à travers une surface métallique avec la vitesse et l'agitation de l'eau échauffée; le fait seul d'agiter l'eau à l'aide de chicanes placées dans les tubes des réchauffeurs d'alimentation relève la température de l'eau d'alimentation à grande vitesse de 90° à 116°. L'emploi des réchauffeurs permet de réaliser sur les consommations primitives des économies de 20 à 25 pour 100.

Dans le même ordre d'idées, Normand fit breveter un bouilleur distillateur, destiné aux bâtiments légers, tels que les torpilleurs, et différents purgeurs automatiques dont l'emploi avait un effet très marqué sur la consommation.

Tout progrès, en quelque matière que ce soit, soulève des problèmes nouveaux : l'accroissement énorme de puissance des machines de torpilleurs

conduisit nécessairement à faire tourner très vite des hélices de diamètre relativement élevé : c'est ainsi que, dans ses essais, Normand se heurta à un phénomène aujourd'hui classique, la cavitation, qu'il fut le premier à étudier et à décrire dans ses Notes de 1893 [*Sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné* (*Bulletin de l'Association technique maritime*)].

Des expériences exécutées sur le torpilleur **153**, dont l'arrière était soulevé à l'aide d'une machine à mater, de manière à faire varier l'immersion de l'hélice, lui avaient montré très clairement qu'à un moment donné, le nombre de tours augmente brusquement tandis que l'effort de traction reste sensiblement stationnaire; à ce moment le nombre de tours devient irrégulier, puis, s'il augmente encore, les irrégularités cessent et le régime redevient normal avec un nombre de tours exagéré.

Normand est ainsi conduit à rechercher les conditions que doit remplir une hélice pour éviter ce phénomène de cavitation et, dans des études, l'une de 1899 [*Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive* (*Bulletin de l'Association technique maritime*)], l'autre de 1902 [*Sur la cavitation des navires à hélices* (*Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 27 octobre)], il définit un coefficient J qui permet d'établir une relation entre le diamètre de l'hélice et les caractéristiques du bâtiment (1), et qui est aujourd'hui entré dans le formulaire courant de l'architecture navale. Ce coefficient est d'autant plus grand que l'acuité de la carène relativement à la vitesse est moindre : il ne doit pas être inférieur à 0,60; il y a intérêt à ce qu'il dépasse 0,80.

Grâce à tous ces travaux, à la fois théoriques et pratiques, Normand porta à sa perfection, si du moins semblable mot peut être employé en la circonstance, la construction du torpilleur qui atteignit, il y a environ une dizaine d'années, son type définitif.

Dans les premières années, la vitesse, en même temps que le tonnage, commence par augmenter faiblement, passant du n° **21** de 33tx et de 19 nœuds au n° **60** de 33tx, au *Balny*, puis au **126** de 21 nœuds.

Une Note publiée dans le *Bulletin de la Société des Ingénieurs civils* de 1891 analyse les résultats des essais de ces torpilleurs et montre l'influence sur la consommation des bonnes dispositions prises pour les chaudières, ainsi que de l'emploi du réchauffage de l'eau d'alimentation et des soupapes de compression des cylindres.

---

(1) La relation indiquée par Normand est

$$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = J\frac{F}{V^2},$$

n nombre d'hélices supposées identiques; Δ diamètre en mètres; r rapport de la surface totale développée des ailes d'une hélice à celle du cercle circonscrit; F puissance; V vitesse en nœuds.

C'est après cette série que l'emploi de chaudières Normand fait faire un bond à la vitesse, le 149 en 1892 fait 24n,50, et tandis que l'*Avant-Garde,* torpilleur de haute mer, n'avait donné que 20n,97 en 1889, le *Lancier* donne 25n,79 en 1893 et le *Forban* 31n,029 en 1895; sous un déplacement de 126tx, il portait un appareil de 4000chx. Les bâtiments de même vitesse construits à l'étranger réalisaient, il est vrai, des vitesses analogues, mais sous des déplacements notablement supérieurs; le *Forban* constituait un véritable tour de force.

Du torpilleur 20 au torpilleur 321, encore en chantier, Normand a fourni à la Marine française 86 torpilleurs dont 71 au-dessous de 100tx et 15 à deux hélices, dits de haute mer, dont le *Forban* par sa grande vitesse et le *Sirocco* par son système de protection constituent les types les plus intéressants.

Les gouvernements étrangers furent également les clients du chantier du Perrey; une vingtaine de torpilleurs de 1re classe, de torpilleurs de haute mer, de contre-torpilleurs soutinrent en Suède, en Espagne, et surtout en Russie et au Japon le renom de la construction française.

Chacun sait que, depuis quelques années, le type du torpilleur s'est consolidé sous la forme du torpilleur garde-côte de 90tx environ fournissant une vitesse de 26 à 27 nœuds. La Marine française a décerné à M. Normand le plus grand hommage que puisse ambitionner un constructeur: elle a adopté et fait sien le type de torpilleur dessiné par lui et, dans ses marchés, impose aux différents constructeurs l'emploi des plans de Normand.

Je serais incomplet si je ne mentionnais pas ici que Normand fut un des premiers à apercevoir l'avenir des turbines; alors qu'il avait consacré son existence à perfectionner la machine alternative et à la rendre de plus en plus économique, il n'hésita pas, en présence des avantages que présentait le nouveau dispositif, à faire abandon d'une partie des progrès qui avaient fait la gloire de son nom. Il comprit que les simplifications de toutes sortes qu'assuraient les machines rotatives devaient se payer par un recul, momentané sans doute, dans l'économie de charbon, et il donna à tous les ingénieurs un magnifique exemple à la fois de modestie et d'amour du progrès en se lançant un des premiers dans l'application des turbines à la navigation. Il fournit à la Marine française le torpilleur 293 muni de turbines Parsons et il mettait la dernière main aux plans du *Chasseur*, le premier contre-torpilleur français à turbines, lorsque la mort vint interrompre sa tâche.

Entre le torpilleur et le contre-torpilleur, la parenté est étroite; lorsque ce nouveau type de bâtiment apparut dans les flottes modernes, M. Normand se trouva en mesure de créer de toutes pièces et d'un premier jet le type du contre-torpilleur, il en exposa le programme dans une Note *Sur la guerre maritime* (*Bulletin de l'Association technique maritime,* 1892); la *Hallebarde* réalisa toutes les espérances de son constructeur et tous les desiderata de la Marine et devint jusqu'à ces derniers mois le prototype de la série des contre-torpilleurs français. Ainsi que pour les torpilleurs, la Marine, jusqu'à

l'année présente, s'appropria les plans de Normand et non seulement les imposa à ses concurrents, mais les exécuta dans ses propres chantiers.

Pour terminer ce qui concerne torpilleurs et contre-torpilleurs je mentionnerai enfin les projets nombreux que Normand soumit à la Marine et qui ne furent pas exécutés.

Son esprit toujours en éveil suivait toutes les solutions que les armes nouvelles entraînent ou plutôt doivent entraîner. Il y a plus de dix ans que, d'abord pour les torpilleurs, puis pour les contre-torpilleurs, il proposa l'emploi d'un léger blindage qui les mettrait à l'abri des canons légers en service, d'où les torpilleurs type *Sirocco;* mais Normand ne parvint pas à convaincre qu'un léger sacrifice dans une vitesse généralement inutilisable permettrait d'assurer une protection efficace et les types *Sirocco* n'eurent pas de successeurs. Il est probable que l'avenir lui donnera raison; si, pour le torpilleur garde-côte, on peut accepter le maximum de risques, il semble inadmissible que des contre-torpilleurs de tonnage sans cesse grandissant soient à la merci d'un trou fait dans un tuyau de vapeur par un projectile de petit calibre.

Ainsi qu'on a pu s'en rendre compte dans le courant de cette étude, M. Normand ne concevait pas le rôle de l'ingénieur comme limité à être une sorte d'entrepreneur exécutant un programme donné. De trop nombreux esprits envisagent que seul celui qui doit employer un instrument est qualifié pour le définir et tendent à ravaler le rôle de l'ingénieur à celui d'un simple constructeur réalisant les idées des autres. Une telle conception ne peut produire en architecture navale que des monstres; il ne suffit pas de savoir ce qu'on désire, il faut savoir ce que l'on peut faire, et il est plus facile à un ingénieur de s'assimiler les nécessités de la tactique et de la stratégie navale qu'à un combattant de connaître les mille difficultés de la construction des coques et des machines. M. Normand réalisait le type parfait de l'ingénieur; il prenait un soin extrême à être en contact permanent avec tous les officiers qui se spécialisaient dans la question des torpilles et des torpilleurs; il entretenait une correspondance assidue avec les commandants des bâtiments sortis de ses chantiers, il provoquait leurs critiques. C'est ainsi qu'il connaissait les desiderata des marins dans leurs détails les plus infimes; c'est ainsi également qu'il se rendait un compte exact du rôle des torpilleurs.

Lui-même établissait, en toute connaissance à la fois des besoins à satisfaire et des moyens dont il disposait, les programmes des nouveaux bâtiments qu'il apportait à l'Amirauté. Il donnait ainsi un exemple que l'on ne saurait trop méditer. On trouvera notamment dans son Mémoire adressé en 1883 à l'Institution des Naval Architects un lumineux résumé du rôle stratégique et tactique qu'il envisageait pour les torpilleurs (*On sea-going torpedo boats*).

Mais, si les moyens d'action de son chantier bornaient ses facultés à la construction de petits bâtiments, l'ardeur de son intelligence ne limitait pas ses préoccupations d'ingénieur aux seuls torpilleurs et contre-torpilleurs.

M. Normand avait trop aperçu sur les torpilleurs le coût de la vitesse, qui sur ces bâtiments est à la fois arme offensive et arme défensive, pour n'être pas frappé de l'aveuglement avec lequel toutes les puissances navales s'engagent, pour leurs bâtiments de gros tonnage, dans la voie de la vitesse. Il se rendait un compte non moins exact des dangers des grands déplacements. C'est à ce double ordre d'idées que se rattachent une série d'études auxquelles il consacra l'activité de ses dernières années.

Déjà dans une Note *Sur la guerre maritime* (*Bulletin de l'Association technique maritime*, 1896), Normand avait posé cette règle : « La vitesse doit être supérieure à celle des bâtiments plus faibles qui doivent être détruits et à celle des bâtiments plus forts qui doivent être évités. Peu importe qu'elle soit inférieure à celle des bâtiments de même puissance qui ne doivent pas être évités. » Dans une Note *Sur la vitesse des bâtiments de combat*, Note non destinée tout d'abord à la publicité et qu'il avait adressée au Ministre de la Marine, Normand avait étudié pour chacun des types de bâtiments cuirassés, croiseurs, éclaireurs, le rôle de la vitesse, soit pour éviter une escadre plus puissante, soit pour imposer le combat à une escadre inférieure, soit pour des opérations secondaires, telles qu'un débarquement; il avait examiné l'emploi de la vitesse supérieure, soit avant, soit pendant le combat, et, avec des arguments que l'on ne saurait trop méditer, il avait montré à quel point les sacrifices de puissance offensive faits au profit de la vitesse étaient dangereux et comment on pouvait suppléer à la supériorité de vitesse par des mesures judicieuses, telles qu'un service de renseignements bien établi.

De même au sujet des croiseurs : « Une nation qui prétend à l'empire de la mer a besoin, disait-il, de navires rapides; obligée de disperser sa force là où elle veut être maîtresse, c'est-à-dire partout, elle doit être en mesure de la rassembler aussi simplement que possible quand l'éventualité d'une action locale importante l'exige. La France n'a pas de prétention aussi vaste. »

Dans un petit Volume paru en 1900, *Notre puissance navale* (Berger-Levrault), il instruit à nouveau le procès de la vitesse et, s'appuyant sur l'autorité de Mahan, préconise le cuirassé de 8000^{tx} et de 13 nœuds; à la question de prix, il ajoute cette observation, sur la justesse de laquelle on ne saurait trop insister, que la flotte d'un pays doit être construite en vue des ports qu'il possède ou qu'il peut avoir. Que dirait-il aujourd'hui avec nos cuirassés de 18000^{tx} pour lesquels on oublie de prévoir des bassins? Au risque de blesser certaines susceptibilités, il ne craint pas de s'élever contre des habitudes prises et combien développées depuis lors. « Nous sommes malheureusement portés à considérer dans une certaine mesure la flotte comme un élément d'apparat en même temps que de commerce; on a vu des escadres interrompre les grandes manœuvres pour escorter le chef de l'État et les ports se disputer leur présence pour des motifs qui ne devraient jamais influer sur leurs mouvements. Notre principale force de mer est réclamée pour rehausser l'éclat du carnaval méditerranéen. »

A la guerre à la vitesse, Normand joint la guerre aux gros déplacements et aux dimensions exagérées.

Dans une Note *Sur les avantages que présente pour le navire de guerre une faible acuité et une grande surface propulsive* (*Bulletin de l'Association technique maritime,* mars 1901), il met en lumière à quel point le navire de guerre diffère du paquebot et du cargo, quand il s'agit pour l'ingénieur de fixer les dimensions principales et, par suite, l'acuité. Sur les paquebots, les vitesses normales s'approchent sensiblement des vitesses maxima et, d'autre part, leur valeur et leur utilité croissent avec la grandeur absolue; sur le navire de guerre au contraire, certaines nécessités, entre autres l'emploi de l'artillerie, imposent des dimensions minima. Si la recherche de la vitesse conduit à augmenter l'acuité, il devient nécessaire d'accepter des dimensions exagérées et de faire des sacrifices sur certains points importants tels que la solidité et le cuirassement. Normand conclut donc à la convenance de réduire l'acuité et d'employer une surface propulsive suffisante de manière à maintenir une bonne utilisation.

Dans une Note présentée à l'Académie des sciences le 23 décembre 1903, *De l'influence de la surimmersion sur la vitesse,* il combat par d'autres arguments l'augmentation des dimensions principales et du déplacement. Développant l'emploi de ses formules de similitude, il établit quelles sont les variations de la vitesse en fonction des variations du poids de la coque, du poids de l'appareil moteur, du poids du combustible, et il montre les avantages de la surimmersion. Sur un cuirassé, par exemple, si l'on maintient le même poids pour l'artillerie, la cuirasse et le combustible, et si l'on enfonce le bâtiment grâce à l'emploi d'une machine plus lourde, capable sous le déplacement initial d'augmenter la vitesse de 1 nœud, l'accroissement de vitesse sera de $0^{n},9$, c'est-à-dire que la surimmersion ne fera perdre que $\frac{1}{10}$ de nœud. Il sera donc préférable, sous réserve que les qualités de stabilité et de commandement soient maintenues, d'accepter une surimmersion au lieu d'augmenter les dimensions principales et l'acuité.

Une nouvelle Note adressée le 8 février 1901 à l'Académie des Sciences développe le même sujet; elle donne quelques chiffres intéressants qui font saisir les avantages de la surimmersion. Si Δp est la différence de poids définitive entre le bâtiment type et un projet, le déplacement du projet varie d'une quantité égale à $K\Delta p$, K étant égal à 2,6 pour les grands cuirassés, 3,1 pour les croiseurs, 4 pour les contre-torpilleurs. Pour un croiseur, par exemple, une addition utile de 400^{tx} entraîne une augmentation de déplacement non utilisé de 840^{tx}, tandis qu'en acceptant la surimmersion, l'augmentation de déplacement inutilisé n'est que de 120^{tx}.

A l'aide des mêmes formules, une Note présentée en 1906 à l'Association technique maritime nous montre à nouveau, par des chiffres, le coût de la vitesse. Sur le cuirassé anglais le *Commonwealth,* de 16600^{tx} et de 19 nœuds, la diminution de 1 nœud de vitesse permet des réductions sur l'acuité,

la puissance du moteur, le volume des œuvres mortes qui se chiffrent par 769^{tx} et peuvent être employées à la protection ou à l'artillerie ou encore à la réduction de la grandeur absolue qui s'abaisserait à 15128^{tx}; une vitesse de 17 nœuds permettrait une réduction à 13656^{tx}, tandis qu'un déplacement de 20000^{tx} serait la conséquence d'une vitesse de 21 nœuds. Les partisans de la vitesse à tout prix devraient avoir toujours ces chiffres sous les yeux.

Des études sur la solidité des coques conduisaient Normand à des conclusions du même ordre. Dans sa Note *Sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue* (*Bulletin de l'Association technique maritime*, 1892), il montre que les lois de la similitude, précieuses pour fixer les données géométriques d'un navire, ne sont plus acceptables lorsqu'il s'agit de la charpente même; on admet que le poids de coque est proportionnel au cube des dimensions linéaires : c'est exact pour les emménagements, les accessoires de coque, etc., mais non pour la charpente; pour celle-ci la charge des fibres extrêmes augmenterait rapidement avec les dimensions absolues. Des considérations exposées dans cette Note Normand conclut que, si l'on faisait sur des navires de 6000^{tx} à 8000^{tx} les sacrifices que l'on consent sur des bâtiments de 12000^{tx}, on obtiendrait une meilleure solution du problème posé. Il estime que l'on a été trop loin dans l'agrandissement des navires, agrandissement d'autant moins nécessaire que le tirant d'eau ne peut pas être augmenté.

Une nouvelle étude *Sur la solidité des navires très rapides* (*Bulletin de l'Association technique maritime*, 1902) met en lumière l'effet sur la solidité de l'instantanéité des efforts et explique comment les bâtiments de faible échantillon sont exposés à des chocs trop violents lorsqu'ils continuent à marcher à grande vitesse contre la mer. Normand trouve ici un nouvel argument à sa thèse favorite, et constate que des torpilleurs et des destroyers arriveraient à échapper plus aisément par gros temps à des croiseurs si une recherche exagérée de la vitesse n'avait pas affaibli les échantillons. Il vaudrait mieux réduire la vitesse par beau temps et conserver un chiffre élevé par gros temps. Cette même étude montre les causes multiples des fatigues des coques, effet de la mer, trépidations dues à l'inertie des pièces mobiles de l'appareil moteur, vibrations dues aux hélices, partage inégal des charges entre les diverses parties, et conclut à la nécessité, pour les navires légers et rapides, de précautions nombreuses dans la construction et dans le rivetage.

L'architecture navale sous ses formes les plus variées n'était pas seule à solliciter l'esprit de Normand. Son génie était curieux de toutes choses, depuis les théories de la science pure jusqu'aux applications les plus terre à terre. Il avait notamment un goût très vif pour l'Astronomie et publia plusieurs Mémoires : *Sur la détermination de la parallaxe solaire, Sur les occultations d'étoiles par les planètes, Sur la navigation stellaire*, etc. En fé-

vrier 1903, il communique à l'Académie des Sciences une Note donnant, sous forme d'expressions algébriques approximatives, les transcendantes logarithmiques et exponentielles; ses formules permettent de rendre aisément calculables un grand nombre de formules de Sciences appliquées, telles que les lois de la radiation et de la conductibilité de la chaleur.

Normand s'applique à la solution de tous les problèmes qui se posent devant lui; c'est ainsi qu'il fait breveter des « paravents d'ouverture à glaces mobiles » qui sont utilisés par certaines Compagnies de chemins de fer pour empêcher le vent et la poussière de pénétrer dans l'intérieur du wagon quand les glaces sont ouvertes; des « rails pour tramways, destinés à éviter la détérioration des voies dans le passage des roues charretières »; enfin, se rattachant à la construction de ses contre-torpilleurs, une série de dispositions destinées à faciliter la manœuvre et le tir des canons à tir rapide sur les bâtiments légers.

L'Association technique maritime, dont A. Normand fut un des fondateurs et resta, jusqu'à son dernier jour, un des membres les plus actifs, ne fut pas seule à bénéficier de ses travaux. Comme nous avons eu l'occasion de le constater dans le cours de cette étude, il fut également un collaborateur dévoué de plusieurs autres Sociétés, notamment de la Société des Ingénieurs civils et surtout de l'Institution des Naval Architects. Ajoutons que, dès 1866, il donnait à l'Institution des Naval Architects un Mémoire sur un nouveau clinomètre; c'est à elle également qu'il consacra, en 1876, une Note sur l'appareil moteur de l'*Hirondelle,* qui contenait des innovations pleines d'intérêt et dont quelques-unes furent reproduites ultérieurement sur de nombreux bâtiments.

En 1880, il intervint, également, par un Mémoire documenté, dans la discussion restée célèbre au sujet des hélices de l'*Iris*.

En outre des Sociétés dont il fut le collaborateur actif, il apporta l'appui moral de son nom à de nombreuses Sociétés telles que l'Institution of civils Engineers et la Schifbautechnische Gesellschaft, qui tinrent à honneur de le compter parmi leurs membres. Il était toujours prêt à donner de sa personne et à consacrer son temps et sa peine à ces Congrès où les Sciences les plus variées donnent le prétexte de réunions aussi utiles qu'intéressantes.

Nous devons nous féliciter doublement de ce dévouement; car c'est à lui que nous devons la rédaction des nombreux Mémoires que nous avons cités et qui fixeront pour l'histoire la grande place que doit occuper Normand dans le développement de l'architecture navale.

BIBLIOGRAPHIE.

Mémoire sur l'application de l'algèbre aux calculs des bâtiments de mer.....	1864	Challamel, 1 vol.
Formule de constructions navales.....	1870	Id.
Note sur le fonctionnement des pompes alimentaires.....	Janv. 1883	*Bull. des Ing. civils.*
La machine à vapeur dans les torpilleurs..	Déc. 1890	*Bull. de l'Assoc. techn. mar.*
Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice.....	1890	Id.
Note sur la loi de variation du poids de la charpente des navires avec la dimension qui en résulte.....	1892	Id.
Note sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices.....	1893	Id.
Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné.....	1893	Id.
Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale.....	1894	Id.
Le problème de la vitesse.....	1895	Id.
Note sur la guerre maritime.....	1896	Id.
Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive.....	1899	Id.
Note sur les avantages que présentent pour les navires de guerre une faible acuité et une grande surface propulsive.....	1901	Id.
Solidité des navires à grande vitesse.....	1902	Id.
De la grandeur absolue des cuirassés d'escadre en fonction de la vitesse.....	1906	Id.
On a new schip clinometer.....	1866	*Institution of Naval Architects.* t. VII, 1866.
On the compound surface condensing engines of the steamer *Hirondelle*.....	1876	Id., t. XVII.
On the steam trials of H.-M.-S. *Iris* and the resistance of screw propellors.....	1880	Id., t. XXI.

Approximate formulo for the calculation of trim.....	1882	*Institution of Naval Architects*, t. XXIII.
On sea going torpedo boats.....	1883	Id., t. XXIV.
On the finess of vessels in relation to size and speed.....	1888	Id., t. XXIX.
On the importance of economy of fuel in very fast vessels and in the advantage to be derwed from heating the feed.....	1895	Id., t. XXXVI.
On water-tube boilers.....	1896	Id., t. XXXVII.
On the displacement and dimensions of ships.	1901	*Engineering*, 6 sept. 1901.
Croiseurs et éclaireurs d'escadre.....	1877	Gauthier-Villars.
Étude sur les torpilleurs.....	1877	Id.
Notre puissance navale.....	1900	Berger-Levrault.
On the propulsive power of screws necessary to avoid cavitation.....	1906	*Civil Engineers*.

NOTE SUR LES HÉLICES.

CALCUL DE LA RÉSISTANCE A LA ROTATION

(DEUXIÈME NOTE),

PAR M. A. BASSETTI,
Ingénieur des Constructions navales,
Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire.

Toutes les questions relatives aux propulseurs hélicoïdaux présentent pour l'ingénieur un intérêt d'autant plus vif que les lois qui régissent leur fonctionnement ont toujours échappé aux savantes recherches faites dans le but de les découvrir. L'analyse mathématique est, dans l'état de nos connaissances actuelles, impuissante à résoudre les questions, et l'expérience ne donne jamais que des résultats particuliers difficiles à généraliser.

La seule route qui reste praticable est celle où la théorie et la pratique, en se prêtant un mutuel secours, conduisent le chercheur à une connaissance plus ou moins approchée, mais jamais exacte, des phénomènes; les résultats, ainsi trouvés, s'écrivent souvent sous la forme de relations empiriques.

Aujourd'hui qu'un engouement, assez inexplicable, tend à substituer les turbines à vapeur aux machines alternatives, les constructeurs d'hélices sont aux prises avec des problèmes très ardus dont les solutions se présentent sous la forme de propulseurs extraordinaires d'un fonctionnement encore plus incertain que celui des hélices aux proportions classiques.

Il y a donc, plus que jamais, intérêt à étudier la question des hélices et à chercher à établir des relations qui permettent de les calculer.

L'année dernière, à la session de 1906 de l'*Association technique maritime* (1), nous avons proposé la formule suivante servant à calculer la résistance à la rotation d'une hélice :

$$F = EN^2 H f^{\frac{1}{3}} (\pi^2 D^2 + H^2)^2, \tag{1}$$

(1) *Voir* le *Bulletin*, n° 17.

où :

F est la puissance indiquée de la machine en chevaux;
E un coefficient numérique qui dépend des rendements de la machine et des lignes d'arbres, de la forme de la carène, de la vitesse du navire, de la position des hélices, et probablement aussi de l'épaisseur des ailes;
N le nombre de tours de l'hélice par minute;
H le pas de l'hélice en mètres;
f la fraction de pas moyenne totale;
D le diamètre extérieur de l'hélice en mètres;
enfin $\pi = 3,1416$.

Si l'on tire N de cette relation (1), il vient

$$N = \frac{1}{\sqrt[3]{10^8 E}} \sqrt[3]{\frac{10^8 F}{H f^{\frac{1}{3}} (\pi^2 D^2 + H^2)^2}}.$$

C'est sous cette forme que la formule proposée est le plus fréquemment employée.

Remarques sur les variations du coefficient. — Le coefficient $\sqrt[3]{10^8 E}$, qui figure dans cette relation, a la propriété d'être assez peu variable pour des navires de formes et de dimensions analogues, et de présenter au contraire des différences pour des navires de types différents, par exemple un cuirassé et un torpilleur.

M. l'ingénieur Laubeuf, dans une Note communiquée après la session de 1906, et dont nous n'avons eu connaissance que lors de la publication du *Bulletin*, met en doute la possibilité d'appliquer la relation proposée à une hélice dont les proportions sortent de la normale, et donne, à l'appui de cette thèse, les résultats qu'il a trouvés pour deux hélices de proportions extraordinaires appliquées à des bâtiments de la taille des torpilleurs.

Les coefficients trouvés par M. l'ingénieur Laubeuf pour ces deux hélices sont les suivants :

	$\sqrt[3]{10^8 E}$.
Première hélice	1,08
Deuxième hélice	1,11

au lieu de 1,05 indiqué par nous comme valeur moyenne pour les torpilleurs.

Nous ne partageons pas l'opinion de M. l'ingénieur Laubeuf, qui voit dans ces chiffres la démonstration de l'inefficacité de la formule proposée, et nous sommes plutôt tenté d'en tirer une conclusion diamétralement opposée, en remarquant, en premier lieu, que des bâtiments de la taille des torpilleurs n'ont pas forcément des vitesses et des formes identiques à celles des torpilleurs, et qu'en outre il est chimérique de chercher une constance absolue pour la valeur du coefficient E.

Pendant les essais d'un cuirassé, nous avons constaté à plusieurs reprises, entre deux bases consécutives, des variations de 2 à 3 pour 100 dans les valeurs du coefficient $\sqrt[3]{10^8 E}$. A première vue, il semble difficile d'expliquer ces anomalies, puisque rien n'est changé d'une base à la suivante, mais après réflexion ces résultats semblent moins étonnants; on peut, en effet, les expliquer par les erreurs commises dans le calcul des diagrammes, et aussi, sans doute, par des influences de vents et de courants.

Quoi qu'il en soit, ces variations du coefficient $\sqrt[3]{10^8 E}$ étant bien constatées pour un même navire, marchant avec les mêmes hélices, à une même allure, au cours d'un même essai, on voit qu'il n'y a pas lieu de chercher une constance absolue pour la valeur du coefficient dans le cas de deux hélices analogues appliquées à deux navires analogues.

Influence de la résistance de la carène sur la valeur du coefficient. — La formule proposée ne renferme pas explicitement une expression caractéristique de la résistance de la carène, comme par exemple la surface immergée du maître-couple ou la puissance deux tiers du déplacement, mais en réalité le coefficient E est une fonction implicite de cette résistance ainsi que d'un certain nombre d'autres variables.

On peut mettre en évidence l'influence de cette résistance sur le coefficient E en calculant les diverses valeurs que prend ce coefficient pour un navire à plusieurs hélices marchant d'abord avec tous ses propulseurs, puis avec une ou plusieurs hélices débrayées, et enfin dans le cas limite des essais au point fixe.

Les essais d'un grand cuirassé à trois hélices nous ont donné pour l'hélice centrale :

1° Dans le cas de la marche à outrance :

$$\sqrt[3]{10^8 E} = 1,20.$$

2° Les hélices latérales débrayées, et l'hélice centrale fonctionnant seule :

$$\sqrt[3]{10^8 E} = 1,33.$$

3° L'hélice centrale tournant au point fixe :

$$\sqrt[3]{10^8 E} = 1,48.$$

On peut remarquer incidemment que ce qui précède donne, tout au moins en ce qui concerne la résistance à la rotation des propulseurs, la réponse à une question souvent posée : qu'arriverait-il si l'on mettait une hélice de torpilleur à un cuirassé?

On se trouverait alors dans un cas voisin de celui d'un essai au point fixe, et il est probable qu'on serait près de la vérité en prenant $\sqrt[3]{10^8 E} = 1,40$.

Cas des hélices faisant un très grand nombre de tours. — Il était intéressant de chercher les valeurs du coefficient E pour les navires à turbines munis de propulseurs aux proportions extraordinaires.

Malheureusement, il est très difficile d'avoir des valeurs à peu près exactes des puissances indiquées équivalentes aux puissances fournies par les turbines pour chacun des arbres.

La puissance indiquée totale équivalente à la puissance totale donnée par toutes les turbines du bâtiment considéré ne peut s'évaluer qu'avec une approximation assez grossière, et en outre la répartition de cette puissance sur les divers arbres est généralement ignorée.

Sur un navire ordinaire muni de trois machines identiques, actionnant chacune une hélice, et marchant à la même introduction, on peut affirmer sans grande erreur que chacune des machines fournit le tiers de la puissance totale; mais dans le cas des bâtiments à turbines il n'en est plus de même, les diverses hélices n'étant généralement pas actionnées par les mêmes turbines, et tournant à des nombres de tours très variables.

Pour obvier à ces difficultés et arriver au bout de notre calcul, nous avons fait deux hypothèses : la première certainement inexacte, et la seconde probablement voisine de la vérité.

Nous avons admis que deux navires identiques, ayant l'un des machines et des hélices ordinaires, et l'autre des turbines avec des hélices adaptées à ce genre de moteur, doivent avoir besoin de la même puissance indiquée totale F pour faire la même vitesse, et nous avons appliqué au navire à turbines la puissance indiquée du navire-frère.

Nous avons admis, en outre, que le coefficient E, dont nous nous proposons de calculer la valeur, est le même pour les diverses hélices du navire à turbines; cette seconde hypothèse, qui certainement s'écarte peu de la réalité, permet de répartir la puissance sur les divers arbres.

Posons

$$K = Hf^{\frac{1}{3}}(\pi^2 D^2 + H^2)^2.$$

L'équation (1) prend la forme

$$F = EN^3K.$$

K est une constante de construction de l'hélice considérée.

Si les indices b, c et t caractérisent les hélices bâbord, centrale et tribord, nous pouvons poser

$$F = F_b + F_c + F_t,$$

$$E = \frac{F_b}{K_b N_b^3} = \frac{F_c}{K_c N_c^3} = \frac{F_t}{K_t N_t^3}.$$

Ces quatre relations permettent de déterminer les quatre inconnues du

problème :

$$F_b = \frac{K_b N_b^3}{K_b N_b^3 + K_c N_c^3 + K_t N_t^3} F,$$

$$F_c = \frac{K_c N_c^3}{K_b N_b^3 + K_c N_c^3 + K_t N_t^3} F,$$

$$F_t = \frac{K_t N_t^3}{K_b N_b^3 + K_c N_c^3 + K_t N_t^3} F,$$

$$\sqrt[3]{10^8 E} = \frac{1}{N_{b,c,t}} \sqrt[3]{\frac{10^8 F_{b,c,t}}{K_{b,c,t}}}.$$

L'application de ces formules au croiseur *Amethyst* et aux deux paquebots *Londonderry* et *Manxman* a donné les résultats suivants :

		D.	H.	$\frac{H}{D}$.	f.	K.	Vitesse au bout de l'aile.	N.	F.	Puissance totale indiquée.	$\sqrt[3]{10^8 E}$.	V.
		m	m				m		ch			N
Amethyst.....	B...	2,033	1,754	0,863	0,558	2778	37,0	348	1422	ch 4770	1,07	18,19
	C...	2,033	2,000	0,984	0,560	3307	34,1	320	1316			
	T...	2,033	1,754	0,863	0,558	2778	41,7	392	2032			
Amethyst.....	B...	2,033	1,754	0,863	0,558	2778	42,8	402	2223	7280	1,07	20,60
	C...	2,033	2,000	0,984	0,560	3307	38,5	361	1917			
	T...	2,033	1,754	0,863	0,558	2778	48,0	451	3140			
Amethyst.....	B...	2,033	1,754	0,863	0,558	2778	52,5	493	4229	11850	1,08	23,06
	C...	2,033	2,000	0,984	0,560	3307	46,4	436	3488			
	T...	2,033	1,754	0,863	0.558	2778	52,0	489	4133			
Londonderry...	C...	1,524	1,372	0,900	0,550	691	53,5	670	1918	7300	0,97	22,27
	L...	1,524	1,372	0,900	0,550	691	60,0	750	2691			
Manxman.....	C...	1,880	1,702	0,905	0,440	1848	52,7	530	2898	8500	1,02	23,14
	L...	1,702	1,524	0,895	0,520	1171	54,7	610	2801			

On peut tirer plusieurs conclusions des chiffres qui précèdent : en premier lieu, la constance de la valeur du coefficient E pour l'*Amethyst*, aux trois marches considérées, est remarquable; on n'aurait pas mieux pour des hélices ordinaires.

En outre, pour le croiseur, et surtout pour les deux paquebots, on peut être étonné de la faiblesse des valeurs de $\sqrt[3]{10^8 E}$; on devrait avoir 1,15 environ et pour le *Londonderry* on a moins de l'unité.

Doit-on en conclure que ces hélices extraordinaires sont moins résistantes que les hélices aux proportions normales? Nous ne le pensons pas; nous croyons plutôt que ces petites hélices ont un très mauvais rendement, et que les puissances F qui figurent au Tableau ci-dessus, et qui sont obtenues par comparaison avec des navires-frères à hélices normales, sont trop faibles.

Les essais récents des deux croiseurs allemands *Hambourg* et *Lubeck* confirment cette manière de voir; à égalité de vitesse les puissances effectives des turbines du *Lubeck*, mesurées à l'aide de dynamomètres, étaient de 14 à

22 pour 100 supérieures aux puissances indiquées des machines du *Hambourg*.

La conclusion à tirer de ce qui précède est que la formule proposée ne semble pas plus en défaut pour les hélices à grand nombre de tours que pour les hélices ordinaires, mais que, dans son application, on devra agir avec tact pour le choix du coefficient; elle a d'ailleurs cela de commun avec beaucoup d'autres relations qui ne donnent de bons résultats qu'à la condition d'être correctement appliquées.

NOTE

SUR

LE MOMENT RÉSISTANT D'UN GOUVERNAIL.

EXPÉRIENCES DYNAMOMÉTRIQUES

FAITES A BORD D'UN CONTRE-TORPILLEUR,

PAR M. A. BONNET.

Le calcul du safran d'un gouvernail et de tous les éléments qui en dépendent, mèche, barres, drosses, servo-moteur, etc., a comme point de départ les formules de M. l'Ingénieur de la Marine Jœssel :

Pression sur le safran..... $P = K \frac{SV^2 \sin\alpha}{0,2 + 0,3 \sin\alpha}$

Distance à la face avant du safran, du centre de poussée (pour un gouvernail rectangulaire)..... $\delta = (0,2 + 0,3 \sin\alpha) \cdot l$

Dans ces formules établies par des expériences sur des plans minces, de petites dimensions, en mouvement et pour des vitesses ne dépassant pas 3 à 4 nœuds, le coefficient K était $41^{kg},35$.

Dans une étude très approfondie sur cette question, publiée en 1888 au *Mémorial du Génie maritime,* M. le Directeur des Constructions navales Thibaudier a démontré que ces formules pouvaient donner pour le calcul des efforts sur le gouvernail des résultats pratiques très suffisamment approchés, à condition de remplacer le coefficient fixe $K = 41^{kg},35$ par αK (α étant un coefficient réductif variable).

Ce coefficient est fonction d'un grand nombre d'éléments, en particulier :

1° Des dimensions et des formes du navire;

2° De la vitesse considérée;

3° De la vitesse angulaire de manœuvre de la barre et de l'angle de barre considéré;

4° Du nombre d'hélices, de leur sens de rotation, de l'emplacement du gouvernail et de ses dimensions par rapport à la surface de dérive.

Des essais faits à cette époque par M. Thibaudier sur le *Condor* et l'*Épervier*, lui ont permis de vérifier la concordance des résultats pratiques avec les indications de la théorie.

Depuis, à notre connaissance, Messieurs les Ingénieurs de la Marine, de Courville en 1896, Laubeuf en 1897, Raclot en 1900, ont publié dans le bulletin de l'*Association technique* ou dans le *Mémorial du Génie maritime*, les résultats d'essais dynamométriques faits par eux sur divers bateaux : *Amiral-Baudin, Cassini, Pothuau, Dunois* et *La Hire*.

Nous reproduisons ci-après un résumé des principaux résultats de ces expériences, qui nous serviront de point de comparaison avec celles que nous avons faites sur un contre-torpilleur.

Condor (2 hélices).

Longueur	68^{m}	Surface du gouvernail	5$^{m^2}$,93
Déplacement	1240^{tx}	Rapport à la surface de dérive	0,021

Angle de barre ..... 28°
Gouvernail non compensé, placé à l'arrière des hélices.
Vitesse de manœuvre de la barre..... 3° par seconde

Vitesses.	Coefficients réductifs α.
10^{n}	0,57
12	0,52
14	0,48
16	0,44
18	0,41
20	0,39

Cassini (2 hélices).

Longueur	80^{m}	Surface du gouvernail	5$^{m^2}$
Déplacement	958^{tx}	$\frac{S}{\Sigma} = 0,021$.	
Σ surface de dérive	236$^{m^2}$		
Angle de barre	31°	Gouvernail placé à l'arrière des hélices.	

Rapport de compensation du gouvernail..... 0,0215

Vitesses.	Coefficients réductifs α.	
12^{n}	0,562	Qui seraient plus faibles encore avec une vitesse de manœuvre de barre moins grande, ainsi qu'il résulte des expériences de M. Laubeuf.
16	0,535	
20	0,517	

Amiral-Baudin.

Longueur..... 104^{m} Déplacement..... 12000^{tx}

Surface de gouvernail..... $19^{m^2},34$

Angles de barre.	Vitesses.	Coefficients réductifs α.	
34°.....	$14^{n},10$	0,776	Avec une vitesse angulaire de manœuvre de la barre égale à celle des expériences du *Condor*.
35.....	14,72	0,810	
35.....	15,17	0,785	

La Hire.

Longueur..... 78^{m} Déplacement..... 900^{tx}

Gouvernail placé sur l'avant des hélices.

	K pour un angle de barre de			
Vitesses.	20°.	25°.	30°.	32°.
19^{n}.....	39^{kg}	27^{kg}	22^{kg}	20^{kg}
11^{n}.....	»	»	»	29^{kg}

Pour les petits bâtiments actuels (torpilleurs et contre-torpilleurs dont les vitesses atteignent et même dépassent 28^{n}) le coefficient réductif le plus faible (soit 0,39 résultant des expériences de M. Thibaudier, sur le *Condor*, et qui correspond à la vitesse de 20^{n}) appliqué aux calculs des efforts pour vitesses de 28^{n}, conduit à des dimensions, pour le gouvernail et ses transmissions, notablement supérieures à celles qui sont généralement adoptées sur ces bâtiments et que l'expérience a montrées être suffisantes.

Sur un torpilleur du type de 100^{tx} et 26^{n} avec $K = 17^{kg}$ (qui correspond au coefficient réductif de 0,39) les calculs indiquent, pour certaines parties du gouvernail, une fatigue de 20^{kg} par millimètre carré.

Il est probable que de tels chiffres ne sont pas atteints et que le coefficient de réduction doit être sensiblement inférieur.

Nous avons fait des expériences sur un contre-torpilleur qui nous paraissait présenter un certain intérêt, en raison :

1° Du faible déplacement du bateau, 320^{tx}, comparativement à ceux dont nous avons parlé et, par conséquent, de la variation qui en résulte du coefficient α par suite de la rapidité d'évolution dès qu'on commence à mettre la barre;

2° De la vitesse maxima, $24^{n},2$, à laquelle les expériences ont été poussées;

3° De la position du gouvernail placé sur l'avant des hélices et de l'influence de cet emplacement sur la valeur de α.

Ci-après les caractéristiques générales du bâtiment en question :

Contre-torpilleur (2 hélices).

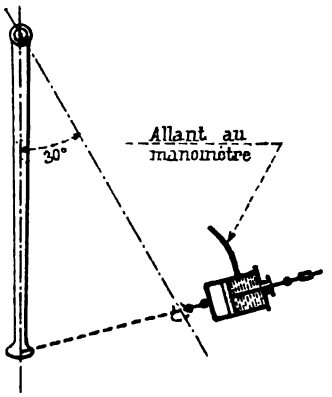
Longueur	56^m	Surface de gouvernail	$3^{m^2},55$
Déplacement	320^{tx}	Surface de dérive	108^{m^2}
Rapport de compensation	0,255	Rapport $\frac{S}{\Sigma} = 0,33$.	
Angle de barre maximum	30°		

Longueur de barre ..... $1^m,60$
Gouvernail compensé placé sur l'avant des hélices.

Installation de l'appareil servant aux expériences.

A l'extrémité de la barre était fixé un piston hydraulique attelé à la drosse et dont le cylindre communiquait, par un tuyau flexible, à un manomètre fixe (enregistreur Richard, *fig.* 1).

Fig. 1.



Le tambour enregistreur du manomètre avait un déroulement proportionnel au déplacement de la barre.

L'appareil donnait ainsi à chaque instant l'effort à l'extrémité de la barre.

Expériences.

Les expériences ont été faites aux vitesses suivantes :

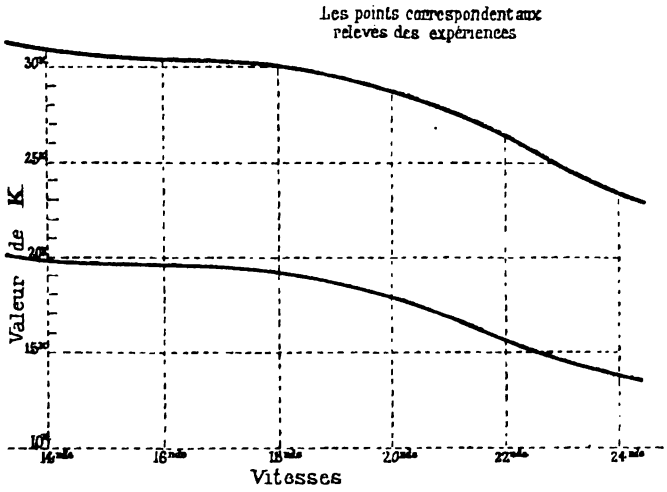
$$\left.\begin{array}{l} \overset{n}{13,25} \\ 16,64 \\ 19,67 \\ 21,74 \\ 24,20 \end{array}\right\}$$ A chaque vitesse nous avons pris plusieurs courbes en faisant varier la durée de manœuvre de la barre de 10 à 25 secondes.

Les résultats sont consignés dans le Tableau ci-après :

Vitesses du navire.	Efforts relevés à 20°.	Efforts relevés à 30°.	Efforts calculés par la formule de Jœssel en fonction de K à 20°.	Efforts calculés par la formule de Jœssel en fonction de K à 30°.	Valeurs de K à 20°.	Valeurs de K à 30°.	Coefficients réductifs à 20°.	Coefficients réductifs à 30°.
n	kg	kg			kg	kg		
13,26	360	577	11,4 K	28,6 K	31,58	20,18	0,764	0,488
16,64	539	871	17,8 K	44,9 K	30,28	19,40	0,732	0,469
19,67	722	1158	24,9 K	62,7 K	29,00	18,31	0,702	0,443
21,74	817	1218	30,6 K	77,1 K	26,70	15,80	0,646	0,382
24,20	869	1304	37,9 K	95,3 K	22,92	13,68	0,555	0,331

Les deux courbes ci-contre sont tracées en portant les vitesses en abscisses et les valeurs de K en ordonnées.

Fig. 2.



Valeurs de K *comprenant le frottement de la mèche sur ses tourillons.*

Vitesses.	20°.	30°.
n	kg	kg
14	31,16	19,95
16	30,42	19,50
18	29,87	19,10
20	28,70	18,00
22	26,35	15,52
24	23,24	13,80

Valeurs de K *déduction faite du frottement en prenant pour coefficient* $f = 0,25$.

Vitesses.	20°.	30°.
n	kg	kg
14	23,92	18,05
16	23,30	17,65
18	24,84	17,29
20	23,87	16,29
22	21,92	14,05
24	19,33	12,49

Les Tableaux joints aux courbes indiquent les valeurs de K (relevées sur les courbes) pour les vitesses exactes de deux en deux nœuds, depuis 14 nœuds jusqu'à 24 nœuds.

Ces résultats font ressortir nettement les deux lois suivantes déjà énoncées par M. Thibaudier :

1° Pour un même angle de barre, le coefficient K décroît quand la vitesse augmente.

Il est de $20^{kg},18$ pour $13^{n},26$ et de $13^{kg},68$ pour $24^{n},20$ dans nos expériences.

2° Pour une même vitesse, le coefficient K décroît quand l'angle de barre augmente.

Ces valeurs de K englobent le frottement du gouvernail sur ses fémelots (il n'y a pas d'autre frottement à considérer, l'appareil d'expériences étant fixé directement à la barre).

En comptant sur un coefficient de frottement de 0,25 (1) (dans le cas particulier les portages sont acier sur acier et sans graissage) les valeurs de K donnant les pressions effectives sur le gouvernail sont données dans les Tableaux joints aux courbes.

On voit qu'à 24 nœuds le coefficient K est déjà réduit à $12^{kg},49$ et il est probable qu'à 26 nœuds ou 27 nœuds, K a une valeur voisine de 10^{kg}.

Cette diminution de la valeur de K, au delà de 24 nœuds, est d'autant plus probable qu'à cette vitesse le bateau commence à se mâter.

A 27 nœuds ou 28 nœuds, le soulèvement de l'avant, qui peut atteindre et même dépasser $1^{m},50$, a pour résultat, en diminuant sensiblement la surface de dérive, d'augmenter la rapidité et l'amplitude de l'abatée quand on met la barre et par suite de diminuer l'angle d'incidence des filets liquides sur le safran.

C'est cette réduction de l'incidence des filets liquides qui est, comme l'a démontré M. Thibaudier, la cause prépondérante de la diminution de la valeur de K.

Cette diminution d'incidence pour le *Condor*, d'après les calculs de M. Thibaudier, pourrait atteindre 14° pour un angle de barre de 28°, soit 50 pour 100.

Sur des torpilleurs de 100^{t} dont l'évolution doit être plus rapide que sur le

---

(1) Il règne évidemment une certaine incertitude sur la valeur précise de ce coefficient de frottement. M. Thibaudier admet $f = 0,12$ à $0,17$ dans le cas de frottement des réas de transmission sur leurs axes, alors qu'il s'agit probablement de bronze sur acier et de surfaces graissées ; aussi dans notre cas f est certainement plus grand, la valeur que nous lui attribuons 0,25 est basée sur les observations suivantes :

Quand la barre arrive à l'angle maximum, les courbes des efforts accusent une chute brusque (comme dans les expériences des autres bâtiments que nous avons cités) due à ce que, à ce moment, la barre devenant motrice, les frottements viennent en déduction de l'effort exercé à l'extrémité de la barre au lieu de venir en addition. En notant la valeur de la chute et l'effort correspondant, le calcul permet d'en déduire le coefficient de frottement.

La moyenne de ces résultats était voisine de 0,30.

Nous adoptons 0,25 pour avoir des valeurs de K plutôt un peu fortes et conserver par conséquent un certain coefficient de sécurité.

contre-torpilleur de 320t, parce que la masse est plus faible et aussi parce que le rapport $\frac{S}{\Sigma}$ de surface de safran au plan de dérive est généralement plus grand, les valeurs de K seraient probablement plus faibles encore.

Influence de la durée de manœuvre de la barre.

Nous avons relevé à chaque vitesse plusieurs courbes, en faisant varier chaque fois la durée de la manœuvre de la barre de 10s à 25s, généralement 10s, 15s et 25s.

Dans tous les cas, l'effort maximum à 30° a été sensiblement le même quel que soit le temps et, après la chute brusque, indiquée à la note de la page 6, l'effort restait sensiblement constant jusqu'au moment où l'on ramenait la barre.

Ceci indique nettement que, au bout de 10s, ce bateau est déjà assez voisin de la période de giration uniforme et il eût fallu, pour obtenir des effets anormaux, diminuer encore la durée de manœuvre.

Des circonstances particulières d'essais ne nous ont pas permis de faire d'autres expériences avec manœuvre plus rapide sauf à une seule vitesse (16n,64) pour laquelle une courbe a été relevée avec une durée de manœuvre de 8s; l'effort maximum dans ce cas a été un peu plus élevé, soit de 10 pour 100 par rapport à celui où la manœuvre était faite en 20s.

Mais il est intéressant de constater que, pour ce type de bâtiment, il n'y a pas intérêt, au point de vue de l'effort maximum qui en résulte à 30°, à porter la durée de manœuvre au delà de 10s.

On voit, en comparant les résultats obtenus par M. Laubeuf sur le *Cassini*, que la vitesse minima de manœuvre (nous désignons ainsi la vitesse à partir de laquelle l'effort à l'angle de barre minimum reste sensiblement constant) dépend essentiellement du type de bateau considéré et de ses caractéristiques.

C'est pourquoi il serait intéressant de multiplier ce genre d'expériences, afin de pouvoir établir en quelque sorte un barème de cette vitesse de manœuvre en fonction des caractéristiques principales.

Cela serait d'autant plus facile que, comme l'a fait remarquer M. Laubeuf, leur coût est insignifiant.

Influence de l'emplacement du gouvernail et des formes de la carène dans son voisinage.

Un autre résultat de ces expériences paraît ressortir de la comparaison suivante :

Coefficients réductifs.

Vitesses.	*Condor.* 68m - 1240t 28° en 9s	*C.-torpilleur.* 56m - 320t 30° en 10s	
14n	0,48	0,482	C'est-à-dire que K est un peu plus
16	0,44	0,472	fort pour le contre-torpilleur que
18	0,41	0,463	pour le *Condor* à vitesse égale et
20	0,39	0,436	sensiblement même angle de barre.

D'après les éléments respectifs des deux bâtiments, il semblerait que c'est le contraire qui devrait avoir lieu, si les gouvernails se trouvaient dans des conditions analogues.

Or, le gouvernail du *Condor* est sur l'arrière des hélices, tandis que celui du contre-torpilleur est sur l'avant (les deux bateaux sont à deux hélices, supra-divergentes dans les deux cas).

C'est à cette différence d'emplacement que nous serions tentés d'en attribuer la cause et peut-être à l'influence des formes de la partie située sur l'avant du gouvernail.

Suivant que les sections horizontales qui sont devant le gouvernail sont plus ou moins fines et que l'angle moyen des lignes d'eau avec l'axe longitudinal est plus ou moins grand, l'incidence des filets liquides sur le safran peut se trouver assez modifiée de ce fait pour expliquer des différences de cet ordre.

Dans certains cas même, pour des bateaux de dimensions à peu près égales, mais de formes très différentes, l'influence de ces formes dans le voisinage du gouvernail pourrait être beaucoup plus importante et conduire à des valeurs de coefficient K notablement différentes, pour une même vitesse et un même angle de barre.

Sur des bateaux à arrière très fin, les filets liquides ont, dans le plan horizontal, une direction sensiblement parallèle à l'axe longitudinal et l'incidence sur le safran est celle qui résulte de l'angle de barre et de la réduction due à l'abattée.

Si, au contraire, les formes arrière sont pleines, la direction des filets liquides dans le plan horizontal est inclinée sur l'axe longitudinal, ce qui augmente l'incidence sur le safran et par suite la valeur de K.

La comparaison avec les résultats du *La Hire* (qui a son gouvernail sur

l'avant des hélices, comme le contre-torpilleur) nous montre que sur le *La Hire* (longueur : 76^m, déplacement : 900^t) à 19 nœuds et 30° on a $K = 22^{kg}$., et sur le contre-torpilleur à 19 nœuds et 30° on a $K = 18^{kg},55$, ce qui est conforme aux conclusions de M. Thibaudier.

En terminant, nous rappellerons que la valeur du coefficient K dans la formule Jœssel, dépendant ainsi que nous venons de le dire d'un grand nombre d'éléments, il y a lieu d'apporter la plus grande attention dans le choix de ce coefficient pour l'étude d'un projet et ce n'est qu'en se basant sur des expériences faites sur un bateau dont ces éléments ne soient pas trop différents de ceux du projet considéré et en tenant compte des lois indiquées pour la variation de ce coefficient, qu'on peut établir des calculs suffisamment précis.

VARIATION

DU

COEFFICIENT DE RÉSISTANCE DES CARÈNES

AVEC LA VITESSE,

PAR M. BROSSER,
Ingénieur en chef de la Marine.

A défaut de détermination directe, la résistance d'une carène peut s'évaluer au moyen de l'égalité des travaux moteur et résistant $u\gamma 75F = RB^2V^3$, quand on connaît la puissance indiquée F à la vitesse V correspondante, et que l'on se donne les rendements $u = 0,75$ pour l'hélice, $\gamma = 0,90$ pour la machine dans les circonstances normales de la marche à toute puissance pour laquelle ces deux coefficients sont connus avec une approximation suffisante.

C'est ainsi que pour des cuirassés de 12000^{tx}, type *Charles-Martel,* par exemple, dont les caractéristiques aux essais sont

$$B^2 = 148^{m^2},$$
$$V = 18^n,1 = 9^m,35 \text{ par seconde},$$
$$F = 15000^{chx},$$

on trouve

$$R = \frac{0,90 \times 0,75 \times 75 \times 15000}{148 \times 817} = 6^{kg},3, \qquad \text{à la vitesse } \textit{maximum}.$$

Mais aux vitesses inférieures et plus spécialement aux allures réduites pour lesquelles il est difficile d'évaluer avec quelque exactitude les facteurs u, γ, cette méthode de calcul devient insuffisante, et il vaut mieux partir de l'égalité des forces *résistance de la carène = poussée de l'hélice* qui est indépendante de ces mêmes facteurs.

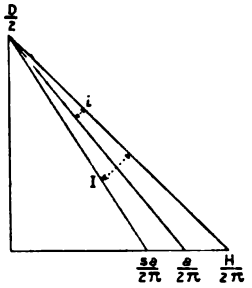
Cette égalité des forces ou relation de l'équilibre propulseur-coque, qui se déduit facilement de la théorie du plan mince ou de l'angle d'attaque, j'ai eu l'occasion de la donner ici même dans des Communications antérieures; son

expression analytique réduite aux termes essentiels est la suivante :

$$(1) \qquad \left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{fD^2}{B^2} = \frac{R}{IK}.$$

D diamètre de l'hélice;
a avance par tour;
f fraction de pas moyenne totale;
B^2 surface immergée du maître-couple, au repos;
K coefficient proportionnel à la résistance du plan mince dans l'eau sous les faibles incidences (= 10 environ, mètre, kilogramme et degré pour unités);

Fig. 1.



R coefficient de résistance de la carène à la vitesse considérée et en tenant compte de l'influence du propulseur;
I angle d'attaque vrai des filets géométriques en tenant compte du sillage, et qui a pour expression

tang I

ou

$$I_{(\text{arc})} = \frac{\pi\frac{D}{sa} - \pi\frac{D}{H}}{1 + \frac{\pi^2 D^2}{saH}} = \frac{\frac{H}{\pi D}}{1 + \frac{saH}{\pi^2 D^2}}\left[\frac{H-a}{H} + (1-s)\frac{a}{H}\right] = \frac{sf\frac{H}{\pi D}}{1 + \frac{saH}{\pi^2 D^2}} + \frac{(1-s)\frac{H}{\pi D}}{1 + \frac{saH}{\pi^2 D^2}}.$$

Adoptant les valeurs moyennes $\frac{H}{D} = 1,20$; $\frac{a}{D} = 1,1$; $s = 0,80$ sur les grands bateaux, cette expression de I devient, tous calculs faits,

$$(2) \qquad I_{(\text{degrés})} = 4 + 16f \quad \text{très approximativement.}$$

Je rappellerai également pour mémoire que la constance du coefficient $\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{fD^2}{B^2}$ sur les navires similaires se vérifie d'une façon très satisfaisante dans la pratique, et que l'on peut prendre

			Valeur de $\frac{R}{IK}$.	
Cuirassés	16 à 18 nœuds	.....	0,10	en moyenne à la vitesse maximum.
Croiseurs	18 à 22 »	.....	0,14	
Torpilleurs	23 à 26 »	.....	0,24	

Ceci posé, on déduit successivement de (1) et (2)

$$\frac{R\left(\frac{a}{H}\right)^2}{I} \quad \text{ou} \quad \frac{R(1-f)^2}{4+16f} = K\left(\frac{D}{H}\right)^2 \cdot \frac{fD^2}{B^2} = \text{const.},$$

sur un même navire aux différentes vitesses, c'est-à-dire que l'on a entre le recul apparent et le coefficient de résistance à la marche la relation fondamentale, autre expression de l'équilibre propulseur-coque :

$$(3) \qquad R = C\frac{4+16f}{(1-f)^2} = R_0(1+5f),$$

en négligeant les termes en f^2, formule simple qui permet d'étudier la loi de la résistance d'une carène avec la seule donnée du recul ou de l'avance par tour de l'hélice.

Cette résistance se compose de deux parties : un terme fixe, indépendant de la vitesse, et un terme supplémentaire proportionnel au recul, qui croît, par conséquent, avec la vitesse ou avec l'importance des vagues satellites formées par le navire.

Il est facile de calculer ces deux termes. Partant de la vitesse maximum pour laquelle, sur un cuirassé par exemple, on a $f = 0,10$, $I = 6^\circ$, $\frac{R}{IK} = 0,10$, d'où $R = 6^{kg}$, on déduit pour les vitesses réduites correspondant à un recul nul ou négligeable $R_0 = \frac{6}{1+0,5} = 4^{kg}$. Ainsi le coefficient R augmente d'un tiers environ quand on passe des faibles allures, pour lesquelles les frottements prédominent, à la vitesse maximum caractérisée par l'énorme résistance de rencontre due aux vagues; on peut même dire que celle-ci, de beaucoup la plus considérable et de la forme $5fR_0V^2$, varie comme la quatrième ou la cinquième puissance de V si l'on admet la loi parabolique des reculs.

En ce qui concerne les torpilleurs qui ont des formes plus fines ($s = 0,90$) et dont les hélices sont établies avec des proportions différentes de celles des grands bateaux $\left(\frac{a}{D} = 1,25;\ \frac{H}{D} = 1,40, \text{ en moyenne}\right)$, les formules (2) et (3) doivent être rectifiées en conséquence; tous calculs faits, on trouve

$$(2') \qquad I = 2 + 20f,$$

$$(3') \qquad R = R_0(1+11f).$$

Comme, d'autre part, sur ces petits bâtiments, on a $I = 5^\circ,5$, correspondant à un recul de 16 pour 100, et $\frac{R}{IK} = 0,24$, on déduit :

$$R = \begin{cases} 13^{kg} & \text{à grande vitesse,} \\ 4^{kg},5 & \text{à petite vitesse;} \end{cases}$$

dans l'intervalle la résistance supplémentaire suit les mêmes fluctuations que la courbe des reculs, et l'on sait que celle-ci n'est plus parabolique mais ondulée. C'est même la position du premier sommet de cette courbe qui détermine la vitesse critique au delà de laquelle l'utilisation se relève, en même temps que le torpilleur monte sur sa vague de l'avant.

Bien entendu les résultats numériques que l'on tire de nos formules ne doivent pas être pris à la lettre, la base dont ils proviennent n'ayant de solide valeur que pour les marches à grande vitesse auxquelles se rapportent plus spécialement les équations (1) et (2) ou (2'). Cependant, étant donné le caractère de ces équations, il est logique d'admettre que la résistance unitaire suit bien la loi exprimée par (3) ou (3'), c'est-à-dire, d'une façon générale, par la formule à deux termes $R = a + bf$, les constantes a et b ayant des valeurs particulières pour chaque catégorie de navires.

NOTE SUR L'EFFET DU FROTTEMENT

DANS L'ÉCOULEMENT DES VAPEURS,

PAR M. J. DANIS,
Ingénieur de la Compagnie générale Transatlantique.

On admet que l'expression

$$E\,dq - p\,dv$$

est une différentielle exacte d'une fonction que l'on appelle *énergie*.

Nous pouvons supposer que les variables indépendantes sont p et v.

L'expression $p\,dv + v\,dp$ est aussi, avec les mêmes variables, une autre différentielle exacte, celle de pv.

La somme de ces deux expressions doit donc être une différentielle exacte $d\mathrm{H}$ que l'on peut écrire

$$d\mathrm{H} = \mathrm{E}\,dq + v\,dp.$$

Nous avons vu (*Bulletin*, n° 16, p. 45) que $d\mathrm{H}$ avait une signification précise dans le cas d'écoulements permanents et que l'on avait

$$\Delta\mathrm{H} = \mathrm{E}\,\Delta q - \Delta\left(\mathrm{W} + \frac{\mathrm{V}^2}{2g}\right),$$

où Δq est la quantité de chaleur gagnée par une unité de poids d'un élément infiniment petit de la veine;

W le potentiel des forces extérieures rapportées à l'unité de poids agissant sur la veine au point où se trouve l'élément;

V la vitesse de cet élément;

Cette formule s'appliquant aux différences finies.

Dans les applications que nous avons précédemment envisagées nous n'avons pas montré comment on pouvait, à l'aide de cette formule, tenir compte des forces de frottement dans les calculs de vitesse d'écoulement.

Les forces de frottement se manifestent en général par l'action des parois des canaux ou des aubages où se font les écoulements. Cette action se traduit

par un glissement des différentes couches de la veine les unes par rapport aux autres; une partie de la vitesse de translation se transforme en vitesse tourbillonnaire et les tourbillons produits s'amortissent eux-mêmes par suite de la viscosité du fluide en dégageant une certaine quantité de chaleur.

Mais nous pouvons substituer à ce phénomène complexe un phénomène plus simple dans lequel la vitesse de translation serait amortie d'une façon continue par le passage du gaz ou de la vapeur au travers d'un corps résistant, analogue à une pierre poreuse par exemple, et sans que le mouvement permanent de la veine devienne tourbillonnaire.

Dans ce cas, l'action du milieu résistant est de créer en des points déterminés des forces permanentes admettant par suite un potentiel dont le travail retardateur ΔW_2 se transforme immédiatement en chaleur Δq_2 gagnée par le fluide.

Si l'on appelle ΔW_1 le potentiel des forces extérieures et Δq_1 la chaleur gagnée de l'extérieur, on aura

$$\Delta H = E(\Delta q_1 + \Delta q_2) - \Delta W_1 - \Delta W_2 - \Delta \frac{V^2}{2g};$$

comme

$$E\,\Delta q_2 = \Delta W_2,$$

on peut écrire

$$\Delta H = E\,\Delta q_1 - \Delta\left(W_1 + \frac{V^2}{2g}\right),$$

expression dans laquelle n'apparaît plus l'action des forces de frottement.

Comme la valeur de H ne dépend que de l'état du gaz ou de la vapeur et est indépendante de la façon dont les transformations se sont opérées, cette formule est générale et l'on peut dire que les différences finies de la fonction H, très voisine pour une vapeur saturée de la chaleur totale de vaporisation au titre x, représentent la quantité de chaleur gagnée de l'extérieur pendant la transformation et la variation de l'énergie utilisée et utilisable

$$\Delta\left(W + \frac{V^2}{2g}\right),$$

W étant le potentiel des forces dues à la réaction de l'aubage, V la vitesse restante utilisable.

Un cas particulier de détente est celui où les différences de pression sont exactement équilibrées par la résistance des forces de frottement, de telle manière que les vitesses de tous les points de la veine aient une valeur constante. C'est ce que l'on a appelé, d'une façon impropre, *une détente sans travail.*

Dans ce cas, s'il n'y a pas de forces appliquées autres que les forces de frottement et s'il n'y a pas d'échange de chaleur entre les parois du conduit et de la veine, on a

$$\Delta H = 0.$$

C'est ce qu'on appelle une détente *isodynamique*. Pour étudier une telle transformation on pourrait calculer H et étudier les valeurs des variables indépendantes pour différentes valeurs de H. Mais au lieu de calculer H on peut faire les remarques suivantes :

Il y a une autre façon de réaliser une détente isodynamique. Nous pouvons supposer un cylindre séparé sur sa longueur en plusieurs compartiments par des cloisons résistant à la pression et isolantes. L'un des compartiments extrêmes est rempli de fluide à pression p et sous le volume v dans un parfait état d'équilibre. Les autres compartiments sont rigoureusement vides. Si la cloison séparant le compartiment extrême du compartiment voisin vient à disparaître, le gaz se détendra brusquement jusqu'à la cloison prochaine qui, supposons, résiste; il se refroidira d'abord par suite de la dépense d'énergie demandée par ce brusque mouvement, puis sa température s'élèvera de nouveau pendant l'amortissement de ce mouvement qui s'éteindra par suite de la viscosité du fluide. S'il n'y a pas échange de chaleur entre les parois et le gaz, comme au moment de l'envahissement du compartiment il n'y a eu aucun travail par suite du manque de pression résistante, il s'ensuit que la valeur de la fonction h, dont la différentielle est

$$dh = E\,dq - p\,dv,$$

est constante et que l'on a pour la transformation que nous avons décrite

$$\Delta h = 0.$$

Les cloisons peuvent rompre les unes après les autres et le fluide passer par une suite d'états d'équilibre constituant une détente, mais ici sans écoulement la valeur de h ne variera pas. Nous dirons encore que cette transformation est isodynamique.

Si h et H sont toutes deux exprimées en fonction de p et v par exemple, on pourrait supposer que la constance de H peut nous conduire à une famille de courbes en p et v différente de celle que l'on obtiendrait par la constance de h. Mais il ne doit pas en être ainsi. En effet, un volume de gaz qui s'est détendu à travers un milieu résistant sans que la vitesse de la veine ait varié et sans échange de chaleur, ou qui s'est détendu par une série d'états d'équilibre analogues à ceux que nous avons décrits, toujours sans échange de chaleur, doit dans les deux cas arriver à la même pression si les volumes initiaux et finaux sont les mêmes, puisque l'énergie totale n'a pas varié. Les valeurs de p et v qui rendent H constant sont encore celles qui rendent h constant [1].

D'après les définitions $H - h = pv +$ constante, les courbes isodynamiques

---

[1] Ce raisonnement n'est pas applicable au cas du mélange d'un liquide et de sa vapeur saturée.

sont donc celles pour lesquelles on a

$$pv = \text{constante}.$$

Dans le cas d'un gaz parfait cette constance implique que la température ne varie pas.

La détente isodynamique de la plupart des gaz se fait avec abaissement de température. C'est même en faisant passer les gaz à travers une pierre poreuse ou un orifice très étroit que l'on arrive à en liquéfier beaucoup s'ils sont méthodiquement refroidis par l'échappement de la partie non liquéfiée.

Pour la vapeur d'eau saturée la détente isodynamique se fait avec abaissement de température, mais cependant avec surchauffe.

Si l'on considère en effet le produit pv correspondant à la courbe de saturation, v volume du kilogramme de vapeur saturée à la pression p, on voit que le produit va sans cesse en diminuant.

Pour 13^{kg} par exemple de pression absolue par centimètre carré, le volume spécifique de la vapeur d'eau située est $0^{m^3},15346$, dont le produit est $1,995$.

Pour 7^{kg} absolus le volume est $0,27422$ dont le produit est $1,920$.

On voit que le produit a peu varié et que la surchauffe produite doit être faible. On peut admettre, en effet, pour s'en rendre grossièrement compte, que la vapeur surchauffée suit la loi des gaz parfaits, c'est-à-dire que l'on a, en prenant $437°$ comme température absolue, de la vapeur saturée à 7^{kg} absolus et en appelant T la température surchauffée sous la même pression

$$T = 437 \frac{1,995}{1,920} = 454°.$$

La surchauffe produite par une chute de pression par laminage, de 12^{kg} à 6^{kg} effectifs, est donc seulement de $17°$ environ. Cette surchauffe est pratiquement annulée par suite de la présence de l'humidité qui accompagne toujours la vapeur d'eau saturée provenant d'un générateur.

Pour certains gaz comme l'éthylène la détente isodynamique peut se faire d'abord avec élévation de température, mais cette période du phénomène est suivie d'une autre période où la température décroît. Entre les deux se trouve un point d'inversion. Si l'on était parti d'un état différent du gaz on aurait suivi une autre courbe isodynamique comportant aussi un point d'inversion. La réunion de ces différents points forme la courbe d'inversion séparant le plan en deux régions, dans l'une la détente isodynamique se fait avec élévation de température, dans l'autre cette détente se fait avec abaissement de température. Sur la courbe même la température ne varie pas et le gaz se conduit comme un gaz parfait et peut servir en ces points de thermomètre et aussi à donner une définition exacte de la température.

Il ne suffit pas que la détente isodynamique du gaz se fasse avec abaissement de température pour que l'on puisse arriver à liquéfier un gaz par ce

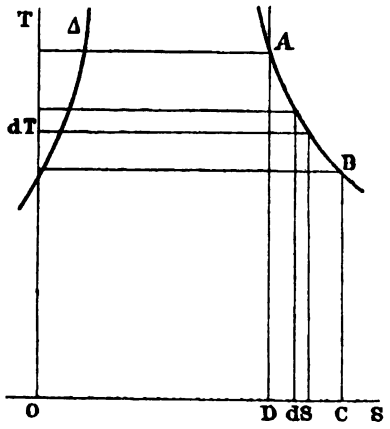
procédé, il faut encore que l'isodynamique choisie coupe la courbe de saturation. Nous avons vu que, pour la vapeur d'eau en particulier, les isodynamiques s'écartaient, au contraire, de la partie connue de la courbe de saturation. Il serait donc impossible, dans les limites de température entre lesquelles ont été calculées les constantes de la vapeur d'eau, de liquéfier la vapeur surchauffée par la méthode qui a été la plus efficace pour la plupart des gaz.

Dans une turbine à vapeur, en supposant que la perte par conductibilité et rayonnement soit négligeable, la détente ne se fait ni suivant une courbe adiabatique, ni naturellement suivant une courbe isodynamique, ce qui correspondrait à un travail utile nul. Elle se fait suivant une courbe intermédiaire. Une partie de l'énergie qui pourrait être libérée sous forme de force vive est absorbée par le frottement des surfaces ou transformée par les chocs en tourbillons s'éteignant par viscosité.

Les courbes intéressantes à étudier sont celles pour lesquelles la fraction de l'énergie dégradée en chaleur est constante, car c'est, pratiquement, suivant ces courbes que se fait la détente de la vapeur dans les turbines à aubages multiples comme le sont les turbines marines.

Considérons sur la figure 1, où les températures sont portées en ordonnées

Fig. 1.



et les entropies en abscisses, un point A figuratif de l'état du fluide, supposons que ce fluide est de la vapeur d'eau saturée. Du point A part une adiabatique qui est la verticale AD et une isodynamique qui est la courbe AB.

L'aire ABCDA située à droite de l'adiabatique correspond à la chaleur gagnée pendant la détente et n'est autre que la chaleur produite par les frottements de la vapeur sur les surfaces ou sur elle-même, frottements annulant toute production d'énergie extérieure. Or l'énergie extérieure qui pourrait être produite pour une chute de température de dT est égale, nous

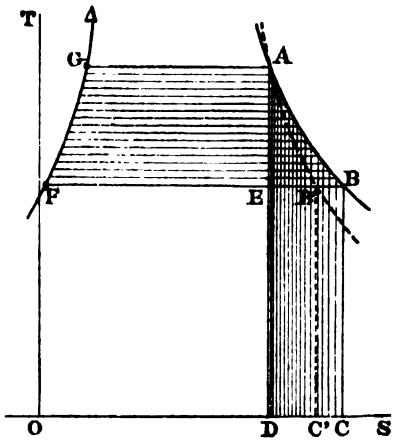
l'avons vu, à

$$\left(\frac{Erx}{T} + u\frac{dp}{dT}\right)dT,$$

le terme entre parenthèses étant la distance horizontale qui sépare le point figuratif d'une courbe Δ pratiquement confondue avec la ligne d'entropie de l'eau. Cette énergie est donc représentée par la surface élémentaire comprise entre les deux isothermiques distantes de dT et les courbes AB et Δ. Toute cette énergie est dégradée en chaleur par frottement et cette chaleur est représentée par l'aire élémentaire comprise entre les deux adiabatiques distantes de dS et limitées à la courbe AB. Il s'ensuit que les deux aires élémentaires, la bande horizontale et la bande verticale sont équivalentes. Si l'on applique le même raisonnement du point A au point B on obtient les deux aires totales équivalentes de la figure 2, l'une hachurée horizontalement, l'autre hachurée verticalement.

Si l'on voulait représenter par une aire analogue à ABCDA le travail

Fig. 2.



recueilli dans une détente adiabatique suivant AE, on obtiendrait une courbe telle que AB' et l'aire AB'C'DA devrait être égale à l'aire AEFG, c'est-à-dire que l'aire résiduelle ABCC'B'A devrait représenter l'aire du triangle ABE. Mais, si nous supposons que l'horizontale FB soit infiniment voisine de l'horizontale GA, nous voyons que l'aire de ce triangle est un infiniment petit du deuxième ordre par rapport à l'aire hachurée horizontalement ou à son équivalente l'aire hachurée verticalement. Comme l'aire de ce triangle est plus grande que l'aire de BCC'B' qui a un côté fini, il s'ensuit que BB' est un infiniment petit du deuxième ordre.

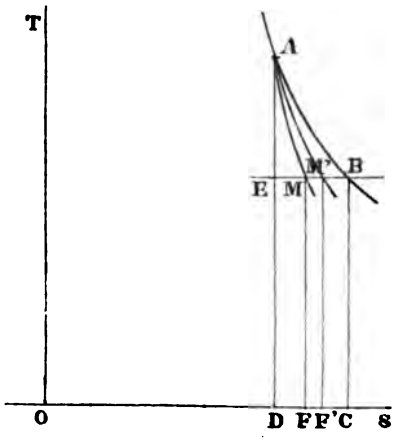
Dans tout ce qui va suivre nous négligerons les aires telles que ABCC'B'A, ce qui nous permettra de dire que le travail total utilisable pendant la dé-

tente est représenté par l'aire hachurée verticalement comprise entre l'adiabatique et l'isodynamique.

L'approximation que nous ferons sera d'autant plus vraie que la courbe de détente se rapprochera plus d'une isodynamique.

Si maintenant nous supposons, figure 3, une courbe de détente AM telle

Fig. 3.



qu'une horizontale quelconque coupe l'adiabatique, cette courbe et l'isodynamique en trois points EMB de façon que l'on ait $\frac{BM}{BE}$ = const., nous aurons aussi $\frac{ABCFMA}{ABCDA}$ = const., ces deux constantes étant égales entre elles.

S'il n'y a pas de pertes par conductibilité, l'aire AMFDE représente l'énergie dégradée en chaleur et l'aire ABCDA l'énergie totale utilisable.

L'aire ABCFMA représente alors l'énergie utilisée. La courbe AM est l'une des courbes pour lesquelles la fraction d'énergie dégradée est constante et que nous savons être une courbe représentant la détente de la vapeur dans les turbines.

Le rapport $\frac{BM}{BE}$ s'appelle le *coefficient d'efficacité*. Il est nul pour l'isodynamique et égal à l'unité pour l'adiabatique.

Nous venons de dire que l'aire ABCFMA représente l'énergie utilisée; il serait plus juste de dire l'énergie cédée à l'extérieur, soit sous forme de travail utile, soit sous forme de chaleur perdue par conductibilité et par rayonnement. En réalité, l'énergie utile doit être représentée par une aire telle que ABCF'M'A, l'aire AM'F'FMA représentant la perte de conductibilité.

L'aire totale AM'F'DA représente la perte par frottement; ce sont ces frottements, en effet, qui fournissent la chaleur nécessaire pour réchauffer

la vapeur pendant la détente et pour alimenter la fuite de chaleur par conductibilité, de sorte que BM′ représente le travail utilisé, M′E la perte par frottement et BE l'énergie totale utilisable.

Le rendement hydraulique, rapport de l'énergie utilisée à cette énergie utilisée augmentée des pertes dues au frottement est égal à

$$\rho = \frac{BM'}{BE},$$

toujours inférieur à

$$\alpha = \frac{BM}{BE},$$

coefficient d'efficacité.

Voyons comment on peut relever α sur une turbine existante, ce qui nous permettra de tracer la courbe de détente d'une turbine projetée de même type.

Nous supposerons pour faire ce relevé que les pertes par conductibilité et rayonnement sont négligeables, ce qui est à peu près le cas des turbines marines, c'est-à-dire que nous nous mettons dans le cas où $\rho = \alpha$.

Nous devrons connaître en plus le débit de la vapeur qui passe à travers la turbine, le titre de cette vapeur à l'arrivée dans la turbine et enfin la puissance recueillie sur l'arbre. Ces différents relevés sont possibles à faire et ont été faits souvent dans la pratique.

La connaissance du titre à l'arrivée et la température nous donnent l'isodynamique sur laquelle se trouve le point figuratif à l'origine.

Nous pouvons, en connaissant les dimensions principales de la turbine, déterminer la vitesse avec laquelle la vapeur sort du dernier aubage mobile et celle avec laquelle cette vapeur est entrée dans le premier aubage fixe. La différence positive ou négative $\frac{V_n^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g}$ qui n'est qu'un terme correctif, doit être ajoutée au travail produit par 1^{kg} de vapeur, travail que le relevé du débit et de la puissance nous donne immédiatement pour avoir la quantité d'énergie demandée au kilogramme de vapeur.

Cette quantité d'énergie nous détermine l'isodynamique H sur laquelle doit se trouver le point figuratif de la vapeur à la sortie de la turbine puisque, en négligeant les pertes par conductibilité, nous avons

$$\Delta H = -\Delta\left(W + \frac{V^2}{2g}\right),$$

ΔW travail recueilli, $\Delta \frac{V^2}{2g}$ différence de la sortie à l'entrée.

Comme nous connaissons la température de la vapeur, l'intersection de l'isodynamique et de l'isothermique nous donne le point figuratif à la sortie.

Ce point figuratif analogue à M de la figure 3 partage la portion de l'isothermique EB, comprise entre l'adiabatique et l'isodynamique du point d'origine A, en deux segments BM et BE dont le rapport donne le coefficient α.

On peut alors tracer la courbe de détente en supposant que α est constant. Si l'on peut faire une évaluation de la chaleur perdue par rayonnement on peut faire une correction facile en se rappelant que

$$\Delta H = \Delta q - \Delta\left(W + \frac{V^2}{2g}\right).$$

La connaissance de la courbe de détente et des différentes isodynamiques permet de déterminer la quantité d'énergie effective recueillie dans la turbine entre deux points quelconques de cette courbe de détente.

On a proposé de tracer des abaques formées d'un diagramme entropique portant le réseau des isodynamiques espacées les unes des autres d'un nombre de kilogrammètres constant.

Pour tracer ces courbes, quand on connaît un point, il suffit de suivre la ligne $pv =$ const., ligne qui se brise sur la ligne de saturation.

Pour trouver un point de chaque isodynamique séparé par le nombre de kilogrammètres convenu, on considère une isothermique et pour une vapeur saturée, par exemple, pour laquelle H est connu en fonction de la température et du titre, on fait varier ce titre par étapes de façon à produire la différence convenue. On obtient ainsi une série de points sur une horizontale d'où partent les courbes du réseau.

Si cette abaque est tracée nous pourrons facilement interpoler l'isodynamique correspondant à un point quelconque du plan. En menant l'adiabatique correspondant au même point, nous aurons, par proportion, la courbe de détente pour un coefficient d'efficacité donné et, connaissant cette courbe, nous aurons toutes les étapes de la détente de la vapeur par les intersections avec les isodynamiques.

On a même remarqué que, pour la vapeur, l'eau dans la région utile correspondant à la pratique, toutes les isodynamiques font, avec la verticale, un angle fixe, que par suite toutes les courbes de détentes d'un même coefficient d'efficacité faisaient aussi un angle fixe facile à déterminer. On en a déduit une méthode graphique pour déterminer les différentes circonstances de la détente de la vapeur dans la turbine; mais cette méthode conduit à des résultats peu précis par suite de la grande acuité avec laquelle se coupent les isodynamiques et la courbe de détente et ne saurait conduire à des résultats précis.

La connaissance de la courbe de détente peut, par contre, nous être très utile pour déterminer les vitesses de vapeur aux différents aubages d'une turbine marine, soit pour prévoir les différences de températures de l'amont à l'aval des échelons successifs de ces turbines.

Nous avons vu que, dans le cas d'une vapeur saturée, la fonction H dont la constance donne une courbe isodynamique est égale à

$$H = Erx + pu + \int_{t_0}^{t}\left(Em - p\frac{du}{dt}\right)dt + A:$$

E équivalent mécanique de la chaleur;
r chaleur de vaporisation;
x titre;
p pression;
u volume du kilogramme d'eau;
m chaleur spécifique de l'eau;
t température centigrade;
A constante.

Si nous différentions cette fonction nous obtenons

$$dH = E\,dr\,x + u\,dp + E\,m\,dt,$$

et nous savons que cette différentielle est égale à

$$E\,dq - d\frac{V^2}{2g};$$

en tenant compte de ce que l'entropie de la vapeur d'eau saturée a comme expression

$$\varphi = \frac{r.x}{t} + \int_{t_0}^{t} \frac{m}{t}\,dt,$$

nous trouvons en différentiant que

$$dq = dr\,x - \frac{r.x}{t}\,dt + m,$$

qui, remplacé dans l'expression

$$E\,dq - \frac{dV^2}{2g} = dH,$$

nous donne la formule connue

$$-\frac{dV^2}{2g} = E\frac{r.x}{t}\,dt + u\frac{dp}{dt}\,dt,$$

ou en négligeant le deuxième terme du deuxième membre, ce qui, dans la pratique, ne donne pas une erreur de plus de 1 pour 100,

$$-\frac{dV^2}{2g} = E\frac{r.x}{t}\,dt,$$

où $\frac{rx}{t}$ est l'entropie due à la vaporisation au titre x et immédiatement représenté sur le diagramme entropique par la partie des isothermiques comprise entre la courbe d'entropie de l'eau et la courbe de détente que nous venons de montrer à tracer, courbe de coefficient d'efficacité constante. Le terme $u\frac{dp}{dt}dt$ correspond à l'écoulement de l'eau à la pression de saturation; on

peut l'écrire $u\,dp$, forme sous laquelle on reconnaît la formule générale $v\,dp$, puisque u est le volume de l'eau.

En négligeant ce terme $u\frac{dp}{dt}$ les courbes isodynamiques deviennent les courbes que les Anglais appellent *courbes de chaleur totale utilisable* (available heat), mais ces courbes sont beaucoup plus difficiles à tracer que les courbes $pv =$ const. et ne conduisent qu'à une thermodynamique par à peu près. Cette façon d'opérer par chaleur totale au lieu d'énergie totale donne cependant pour le cas de la vapeur d'eau une approximation bien suffisante. Mais ceci ne tient qu'à ce que, pour les cas de la pratique, les volumes de l'eau sont petits par rapport à ceux de la vapeur et que l'accroissement de la pression par degré n'est pas encore très considérable.

La dernière formule que nous avons citée ne donne pas la vitesse réelle de la vapeur au sortir d'un aubage. La vitesse réelle, par suite des frottements et tourbillons, est toujours inférieure et le terme $\frac{E\,rx}{t}$ doit être frappé d'un coefficient k tel que

$$-d\frac{V^2}{2g} = kE\frac{rx}{t},$$

k étant constant pour un type de turbine.

Ce coefficient k ne correspond ni au coefficient d'efficacité, ni au rendement hydraulique. On peut néanmoins facilement le relever.

Nous avons vu en effet que l'on pouvait relever expérimentalement le coefficient d'efficacité α d'une turbine. Connaissant le coefficient α nous connaissons la courbe de détente et par suite tous les $\frac{E\,rx}{t}$. Le relevé du débit de la vapeur et celui des orifices nous donnent les vitesses réelles, ce qui nous permet de déterminer k.

On a proposé pour calculer pratiquement la vitesse d'écoulement de la vapeur la formule fondamentale

$$d\frac{V^2}{2g} = -v\,dp,$$

formule indépendante de la courbe de détente, mais il faut remarquer que cette formule elle-même devrait être affectée d'un coefficient de réduction, parce qu'elle ne tient pas compte de l'effet de frottement et des tourbillons, et que ce coefficient de frottement n'aurait plus la constance du coefficient k.

En deuxième lieu la précision de cette formule n'est pas non plus constante. Très grande pour les hautes pressions où dp est grand et v petit, elle devient très faible dans le cas d'une turbine B.P. où les différences de pression sont exclusivement petites et les volumes de vapeur très grands. L'erreur se trouve donc très amplifiée.

Enfin cette formule cadre moins bien avec le calcul d'une turbine à échelons où les différences de températures par échelon varient peu tandis que les différences de pression varient beaucoup.

Nous avons vu que, dans le cas où $2n$ était le nombre d'aubages fixes et mobiles tous identiques et de même hauteur d'un échelon, si v_m est la vitesse d'entrée dans l'aubage moyen, V_m la vitesse de sortie de cet aubage, le $\Delta \frac{V^2}{2g}$ est pour cet aubage $\frac{V_m^2 - v_m^2}{2g}$ qui peut, comme les triangles des vitesses sont toujours semblables, se mettre sous la forme

$$\frac{V_m^2}{2g} - \frac{v_m^2}{2g} = \frac{\varphi^2 u^2}{2g},$$

φ étant un coefficient géométrique ne dépendant que des données de construction et u la vitesse périphérique de l'aubage.

Si t_m est la température en amont de l'échelon et t_a la température en aval, la différence de température pour un aubage sera

$$\frac{t_m - t_a}{2n}.$$

Et nous aurons la formule

$$\frac{\varphi^2 u^2}{2g} = k \frac{Erx}{t} \frac{t_m - t_a}{2n},$$

qui peut permettre de calculer *a priori* les différences de températures telles que $t_m - t_a$, si l'on connaît bien entendu la courbe de détente, c'est-à-dire le coefficient α et aussi le coefficient k. Nous avons vu l'année dernière que, même si l'on ne connaissait pas la courbe de détente, on pouvait ne faire qu'un seul coefficient du terme $k \frac{Erx}{t}$ que nous avons appelé K et relever, pour un type de turbine, les différentes valeurs de K pour chaque température moyenne $\frac{t_m + t_a}{2}$.

Nous ne nous sommes occupés jusqu'ici que de l'écoulement de la vapeur saturée.

Dans le courant de l'année 1906, la Compagnie générale Transatlantique a fait à bord du cargo *la Rance* un essai d'application de la surchauffe aux machines à pistons et fera sur le paquebot neuf *Pérou* un essai du même genre, mais sur une plus grande échelle.

Nous ne pensons pas que l'application de la surchauffe aux turbines marines ait été déjà tentée, mais il peut être intéressant, dès maintenant, de se rendre compte des lois qui régissent l'écoulement de la vapeur d'eau surchauffée.

L'expression de la variation du carré de la vitesse d'une vapeur saturée

dans une veine permanente sur laquelle n'agissent pas des forces extérieures peut se mettre sous la forme

$$-\Delta\frac{V^2}{2g} = A\Delta t,$$

où A est une fonction de la température et du titre de la vapeur, fonction susceptible d'une représentation géométrique simple et dont les variations sont peu importantes.

Comme cette expression est commode, on pourrait se proposer d'en trouver une de la même forme pour les vapeurs surchauffées. On peut voir de la façon suivante que la chose n'est pas possible.

Cette expression n'est en effet qu'une transformation de l'équation générale

$$-d\frac{V^2}{2g} = v\,dp.$$

Or pour définir l'état du fluide il est nécessaire d'employer deux variables. On peut choisir pour les vapeurs saturées le titre x et la température t. Comme la pression p ne dépend pour ces vapeurs que de la température t, l'expression de dp ne dépend que de dt, ce qui explique que l'on soit arrivé à un type de formule simple.

Pour les vapeurs surchauffées, au contraire, p est une fonction de la température t et du volume v; si donc nous cherchons une expression de la vitesse d'écoulement en fonction de la variation de température nous serons conduits à une équation de la forme

$$-\frac{dV^2}{2g} = v\frac{\partial p}{\partial t}dt + v\frac{\partial p}{\partial v}dv,$$

c'est-à-dire que pour un point de la courbe de détente la variation de la vitesse ne dépendra pas seulement de la variation de la température, mais encore de celle du volume. Ce que l'on peut exprimer d'une façon géométrique en disant que pour une vapeur saturée la variation élémentaire du carré de la vitesse ne dépend que de la position du point figuratif de l'état de la vapeur sur la courbe de détente et de la variation de la température, tandis que pour une vapeur surchauffée elle dépend en outre de la direction de la tangente à la courbe de détente au point figuratif.

Il ne faut donc pas chercher à trouver pour les vapeurs surchauffées une expression aussi simple et aussi générale que celle des vapeurs saturées. Nous allons donc étudier la variation du carré de la vitesse en supposant que la courbe figurative soit une adiabatique.

En prenant comme variables la température t et la pression p, l'expression de la quantité de chaleur dq est la suivante :

$$E\,dq = EC\,dt - t\frac{\partial v}{\partial t}dp,$$

où C est la chaleur spécifique à pression constante $\frac{\partial v}{\partial t}$, la dérivée par rapport à t de v considérée comme fonction de p et de t, variables choisies.

Pour une transformation adiabatique $dq = 0$, et nous aurons

$$EC\,dt = t\frac{\partial v}{\partial t}\,dp.$$

En transportant la valeur de dp tirée de cette équation dans l'expression générale $v\,dp$ de la variation du carré de la vitesse, nous aurons

$$-d\frac{V^2}{2g} = EC\frac{\frac{v}{t}}{\frac{\partial v}{\partial t}}\,dt.$$

Cette expression ne peut nous servir que si nous connaissons :

1° L'équation caractéristique de la vapeur surchauffée qui nous permettra de calculer $\frac{\partial v}{\partial t}$;

2° Les différentes valeurs de C en fonction de la pression et de la température.

On peut calculer de la façon suivante les valeurs de C correspondant à la courbe de saturation.

La fonction H a deux formes suivant qu'il s'agit de vapeur surchauffée ou de vapeur saturée.

Le coefficient C de chaleur spécifique est un des coefficients de la fonction H du côté vapeur surchauffée. Comme les deux formes de la fonction H doivent conduire à une identité sur la courbe de saturation, on pourra, en écrivant cette identité, déduire des relations permettant d'exprimer C en fonction des constantes de la vapeur d'eau saturée.

La forme de la fonction H pour la vapeur surchauffée est, en tenant compte de la valeur que nous avons donnée pour dq,

$$dH = EC\,dt - t\left(\frac{\partial v}{\partial t} - \frac{v}{t}\right)dp.$$

Nous avions trouvé pour la vapeur saturée

$$H = Erx + pu + \int_{t_0}^{t}\left(Em - p\frac{du}{dt}\right)dt + A.$$

Le long de la courbe de saturation, x est toujours égal à l'unité, de sorte que le long de cette courbe

$$\frac{dH}{dt} = E\frac{dr}{dt} + u\frac{dp}{dt} + Em.$$

Or m est la chaleur spécifique de l'eau, $\frac{dr}{dt}$ la dérivée de la chaleur de vaporisation de l'eau à la température t, de sorte que $m + \frac{dr}{dt}$ est la dérivée de la chaleur totale de vaporisation λ à la température t.

On peut donc écrire

$$\frac{dH}{dt} = E\frac{d\lambda}{dt} + u\frac{dp}{dt}.$$

Le long de la courbe de détente, la fonction H ou $\frac{dH}{dt}$ n'est plus qu'une fonction d'une variable seulement de la température, par exemple; on peut donc identifier les deux formes que nous avons trouvées pour $\frac{dH}{dt}$, ce qui donne

$$EC - \left(t\frac{\partial v}{\partial t} - v\right)\frac{dp}{dt} = E\frac{d\lambda}{dt} + u\frac{dp}{dt},$$

d'où l'on tire

$$C = \frac{d\lambda}{dt} + \frac{1}{E}\frac{dp}{dt}\left(t\frac{\partial v}{\partial t} - v + u\right),$$

où u, volume spécifique de l'eau, est négligeable vis-à-vis de v, volume spécifique de la vapeur.

Il nous faut maintenant, pour aller plus loin, connaître l'expression de $\frac{\partial v}{\partial t}$, ce que nous ne pouvons faire si nous ne connaissons l'équation caractéristique de la vapeur d'eau surchauffée.

Zeuner a donné pour cette équation caractéristique la forme

$$pv = 50,933\,t - 192,5\,p^{\frac{1}{4}},$$

d'où l'on déduit immédiatement que

$$t\frac{\partial v}{\partial t} - v = 192,5\,p^{-\frac{3}{4}};$$

comme $\frac{d\lambda}{dt} = 0,305$, il s'ensuit que

$$C = 0,305 + 0,453\,p^{-\frac{3}{4}}\frac{dp}{dt}.$$

Cette formule nous donnera les différentes valeurs de C le long de la courbe de saturation en prenant les valeurs p et $\frac{dp}{dt}$ données pour la vapeur d'eau saturée et qui ne dépendent que de la température.

Cette formule ne peut du reste donner que ces valeurs, l'équation de Zeuner n'ayant pas été établie à la suite d'expériences directes sur la vapeur d'eau surchauffée, mais en partant de vues théoriques et en se préoccupant d'avoir une forme en harmonie avec les résultats observés sur la courbe de saturation.

Les valeurs de C ainsi trouvées varient beaucoup avec la température, mais des expériences directes récentes ont montré que ces variations s'atténuaient rapidement quand le degré de surchauffe augmente, que les variations les plus grandes s'observaient sur la courbe de saturation et que pour les grandes surchauffes les valeurs de C étaient indépendantes de la pression. Une bonne valeur moyenne de C est de o,5.

La connaissance de la valeur de C et celle de l'équation caractéristique de la vapeur d'eau nous permettent de calculer le coefficient K de la formule

$$-d\frac{V^2}{2g} = K\,dt$$

pour la valeur surchauffée et pour une détente adiabatique. On trouve que l'on a approximativement

$$-\frac{dV^2}{2g} = EC\,dt.$$

Pour la vapeur d'eau saturée nous avions trouvé

$$-\frac{dV^2}{2g} = E\frac{rx}{t}\,dt.$$

Comme C est la moitié environ de $\frac{r}{t}$, il s'ensuit que pour une même chute de température la variation de la puissance est moitié moindre pour la vapeur surchauffée que pour la vapeur saturée et qu'il y a une discontinuité dans la valeur du coefficient K sur la courbe de saturation.

Avant de terminer cette étude, nous ferons remarquer la forme de la fonction H pour la vapeur surchauffée

$$dH = EC\,dt - t\left(\frac{\partial v}{\partial t} - \frac{v}{t}\right)dp.$$

Pour une transformation isodynamique on a

$$EC\,dt = t\left(\frac{\partial v}{\partial t} - \frac{v}{t}\right)dp.$$

Si la courbe figurative de cette transformation coupe la ligne d'inversion, pour le point d'intersection on a $dt = o$, où

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{v}{t},$$

c'est-à-dire qu'en ce point l'augmentation du volume à pression constante

est proportionnelle à la température et que le corps peut servir de thermomètre parfait.

La considération de la fonction h montrerait de même que sur la courbe d'inversion

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{p}{t},$$

c'est-à-dire que l'augmentation de la pression à volume constant est proportionnelle à la température.

La considération de la fonction h pourrait également conduire au calcul de c coefficient de chaleur spécifique de la vapeur d'eau à volume coustant, comme H nous a conduits au calcul de C. Mais il ne se trouve pas dans la pratique que l'on ait besoin de connaître c, les surchauffeurs de vapeur étant des appareils à pression constante et où la vapeur se dilate.

CONSIDÉRATIONS SUR UN AVANT-PROJET DE CRÉATION

D'UNE

COMPAGNIE FRANÇAISE MARITIME

DE

SAUVETAGE ET RENFLOUAGE DES NAVIRES,

PAR M. M. DIBOS,
Ingénieur maritime,
Lauréat de l'Institut de France.

En raison de la spécialité de travaux techniques auxquels, depuis 25 années, dont 15 pour compte des assureurs maritimes, nous nous sommes consacré, et étant donnée notre expérience déjà longue, par les interventions à des titres divers dans les opérations de sauvetage et de renflouages de navires, de recherches sous-marines, d'édifications d'ouvrages maritimes permanents ou de circonstances, ainsi que par nos connaissances en matière de constructions et réparations navales, nous avons pensé posséder, peut-être, quelque qualification pour essayer, tout au moins, de nous livrer à une étude d'avant-projet visant la création d'une Compagnie française maritime vraiment puissante ayant pour but : le sauvetage et le renflouage, les travaux maritimes et sous-marins, le remorquage en haute mer.

Aucune Compagnie ou Société de ce genre et ayant une réelle valeur n'existe actuellement en France.

Tout pêcheur qui prend un poisson retire une pièce d'argent de l'Océan.

Tout sauveteur qui retire une épave extrait plusieurs pièces d'or de la mer.

Nous pouvons dire que tout navire, qu'il soit navire militaire ou bâtiment marchand, est une parcelle plus ou moins forte de la fortune publique. A ce titre, la perte d'un navire ou d'un bateau, qu'elle soit totale ou partielle, lèse toujours des intéressés. Le matériel naval de guerre est construit aux frais de l'État, c'est-à-dire avec les deniers des contribuables; le matériel

naval de commerce est construit avec les fonds des armateurs ou des Compagnies de navigation; donc il n'y a pas de différence d'origine, puisque c'est toujours au moyen de l'argent des particuliers.

Un vaisseau de guerre, armé à la moderne, offre de meilleures garanties de conservation à la mer, du fait de sa résistance de carène, des moyens mécaniques puissants dont il dispose à son bord, de la présence de groupes d'officiers savants ayant sous leurs ordres immédiats un équipage nombreux, entraîné et discipliné, pouvant concourir à chaque instant à remédier excellemment aux risques et périls de la navigation.

Les *Grands Levriers* de la mer, les vapeurs de gros et moyen tonnage, les grands voiliers actuels, affectés aux importantes lignes commerciales maritimes, présentent aussi des ressources à peu près semblables à celles de leurs congénères militaires.

En général, aujourd'hui, toutes les constructions navales destinées à la marine marchande tendent d'ailleurs à des améliorations précieuses de conceptions de coque, de machinerie et de gréement, pour le plus grand avantage de l'augmentation du coefficient de sécurité du navire propre, du mobile flottant.

Néanmoins, tout navire est en quelque sorte une usine, par conséquent un risque dangereux où l'on élabore comme produit le transport.

Mais, aussi perfectionnés qu'ils puissent être présentement, vaisseaux de guerre ou bâtiments marchands demeurent invariablement égaux devant les terribles aléas des routes et fortunes de mer dont les dangers sont permanents.

On est en droit d'espérer que, normalement, tout navire en danger et disposant de ressources multiples aura plus de chances de se tirer d'embarras qu'un bâtiment disposant de rares ou faibles moyens de sauvegarde.

Toutefois, la marine marchande a cet immense avantage qu'elle peut diminuer sensiblement la valeur des risques qu'elle court sur corps, cargaison et personnel, en bénéficiant de cette merveilleuse institution économique qui s'appelle *l'Assurance maritime*. Quoique couverts pour une notable partie du capital flottant, exposé aux caprices de Neptune, les armateurs, les Compagnies de navigation, les capitaines doivent cependant, et c'est une obligation stipulée, chercher, en cas de sinistre, à atténuer, dans la mesure du possible et des moyens fournis par le navire et les ressources locales, les pertes qui s'accusent.

Les assureurs aident du reste puissamment les intéressés, en intervenant le plus vite qu'ils peuvent.

Il importe que les sauveteurs sachent profiter avec discernement, intelligence et rapidité des moyens dont dispose le bâtiment et approprient ces moyens aux circonstances.

Il convient absolument que les sauveteurs soient assez habiles pour discerner, au premier coup d'œil, les avantages qu'ils auront à tirer de la machi-

nerie, des treuils, cabestans, ancres, mâture, gréement, pompes, etc., pouvant, soit au titre de matériel auxiliaire, soit au principal, concourir à l'entreprise de renflouage.

Que de négligences nous avons vu commettre!

Que d'oublis impardonnables et ruineux!

Que de conceptions quelquefois puériles, et des manœuvres accessoires faisant négliger l'effort majeur qui eût sauvé le navire!

On nous appelait trop tardivement, et c'est ainsi, pour citer un exemple typique, qu'enfin mandé après un certain temps, nous n'eûmes, en arrivant sur le lieu du sinistre, qu'à constater la nécessité d'abandon d'un steamer de 3000tx venu au plein. On ne s'était préalablement préoccupé que de sauver 400 barriques de vin, plutôt que de s'efforcer d'établir un paillet pour aveugler la voie d'eau, au droit d'une cloison étanche, au bordé, et intéressant deux compartiments avant.

Après six marées, le navire s'apiquant de plus en plus, l'eau vint remplir la chaufferie et la chambre des machines en passant par-dessus les hiloires du pont!!!

Il existe de nombreuses Sociétés de sauvetage à l'étranger, dans les deux mondes. En France, il n'y en a pas; quelques entrepreneurs se font adjuger des opérations plutôt moyennes, mais il arrive le plus souvent que, dans notre pays, les sinistrés et les assureurs ont recours aux Compagnies étrangères pour les sauvetages importants ou ardus.

En cas de guerre maritime, la France se trouverait dans l'incapacité de remettre rapidement à flot les bâtiments coulés dans nos eaux territoriales.

Les Américains, eux, n'ont pas perdu de temps pour procéder avec succès aux renflouages des divers navires des escadres espagnoles coulés ou mis au plein, tant à Manille qu'à Cuba. Ces opérations ont été exécutées par le personnel et le matériel nationaux.

Au cours de la dernière guerre, les Japonais se sont empressés d'accroître singulièrement leur puissance militaire navale, en demandant aux Compagnies nipponnes de sauvetage et de renflouage d'opérer d'urgence sur tous les navires de guerre russes échoués ou coulés. Le matériel naval ainsi sauvé vaut plus de 350 millions.

Dans une conférence en 1904, nous avions préconisé des méthodes de dragage des torpilles vigilantes infestant les abords de la rade de Port-Arthur. Cette Communication technique visait l'exposé de procédés de débarras de tout obstacle dangereux pour créer des zones tranquilles autour des chantiers que nous voulions établir en vue de renflouage des unités navales russes désemparées ou immobilisées sur les fonds du golfe. Ce projet ne put aboutir par suite de la défaite des Russes; mais les Japonais, ayant eu connaissance de notre méthode par le compte rendu publié, se hâtèrent d'en faire des applications qui les aidèrent beaucoup dans le déblaiement sous-marin des torpilles errantes ou mouillées entre deux eaux.

Les bureaux internationaux de classification de navires et de statistiques de sinistres maritimes indiquent mensuellement, avec une remarquable précision, les pertes et accidents de mer (pour les vapeurs et les voiliers), le pavillon du bâtiment perdu ou avarié, le tonnage, et spécifient les causes de perdition.

Grâce à ces avis récapitulatifs et par la consultation quotidienne des gazettes de navigation, *Shipping Gazette* et autres, comme aussi par les renseignements des comités d'assureurs et des courtiers-jurés d'assurances maritimes, il est aisé de savoir *où et quand* les naufrages se sont produits et quelles sont les destinées des navires compromis ou avariés.

Par les avis de sinistres fournis par les bureaux précités et les documents de publicité spéciale, on peut évaluer assez approximativement les dommages éprouvés par les marines marchandes et même les marines de guerre de tous les pays, et déduire de ces très précieux renseignements le montant pécuniaire des pertes sur corps et sur cargaisons.

Quoique l'extension de la marine marchande n'ait pas pris un mouvement aussi accentué qu'il serait à désirer, et que nous réserve certainement l'avenir, il est constant que des flottes commerciales s'accroissent chaque année, et que la fréquentation des mers tend vers une augmentation certaine.

La navigation à vapeur permet le transport plus rapide et plus commode des marchandises, et engage les armateurs à accepter de charger des cargaisons de prix et de variétés considérables.

On conçoit que la multiplicité des navires de toutes nations fournit obligatoirement une augmentation de sinistres, de naufrages, etc., et ces naufrages sont plus fréquents en certains points de côtes, ports, où l'affluence des navires est plus marquée du fait de l'emprunt des routes plus spécialement suivies, des concentrations d'arrivages pour certains grands marchés et entrepôts du monde, à l'ouvert de certains estuaires maritimes de grands fleuves formant voies de navigation intérieure, aux croisements de certains passages resserrés, etc.

Sur les côtes d'Espagne, de France, d'Angleterre, des pays scandinaves, baignées par l'Atlantique, la Manche et la mer du Nord, et sur les côtes d'Afrique, d'Espagne, de France, d'Italie et du bassin méditerranéen, nombreux sont les naufrages de toutes sortes.

Le Département de la Marine en France et le Board of Trade en Angleterre dressent annuellement, chacun en ce qui le concerne, des cartes donnant les emplacements du naufrage, le nom du bateau, la mention ou de sa perte totale ou de son sauvetage partiel ou complet. C'est une condensation officielle des renseignements généraux émanant des sources diverses énumérées dans ce qui précède. Grâce à ces documents, semblables d'ailleurs à ceux qu'établissent également pour les États-Unis, les bureaux météorologiques américains, les Pilot's Charts, il est facile de se rendre compte de la

plus ou moins grande fréquence des sinistres aux endroits déterminés les plus dangereux ou les plus parcourus des routes à la mer.

Le sauvetage et le renflouage des navires et les travaux sous-marins forment une véritable science. Il faut s'être voué avec passion à cette attachante et rude tâche pour, en joignant les connaissances théoriques aux habitudes des manœuvres pratiques et toujours au prix d'efforts considérables souvent dangereux, devenir réellement versé dans cet art.

Pour mener à bien des opérations aussi importantes il ne faut pas essayer de les traiter par tâtonnements, ainsi que le font certains entrepreneurs; le calcul doit intervenir. Tout au moins, un programme raisonné, pour l'adoption de la méthode la meilleure idoine au traitement du genre de sinistre soumis à la sagacité du contracteur, s'impose.

Nous avons vu des adjudicataires opérer au petit bonheur. Ils réussissaient néanmoins à la fin, et c'était leur grand argument à nos critiques. Ils ne voulaient pas comprendre qu'ils avaient perdu plus de temps et de main-d'œuvre, plus exposé leur personnel et leur bourse, que s'ils avaient eu le précieux avantage d'être instruits en sciences exactes et avaient été à même d'utiliser certains éléments mathématiques de Mécanique, d'Hydraulique et d'Hydrographie.

Avec plus de circonspection et d'étude préalable, le bénéfice de ces contracteurs serait aussi plus grand, et, dans beaucoup de cas maritimes et fluviaux, l'accentuation des dégâts serait enrayée, palliée, en agissant avec prestesse et en gagnant sur la durée des travaux.

Les armateurs, les assureurs, les négociants trouveraient également de grosses épargnes dans la conduite raisonnée et accélérée des sauvetages.

On se demande si, dans la pluralité des cas, il ne se présente pas trop souvent des négligences. On n'ose répondre!

On doit poser comme axiome en matière de sauvetage et de renflouage de navires et travaux sous-marins que le succès est fonction de la célérité pondérée d'exécution.

D'une marée à l'autre, l'état de la mer peut varier. Nous vîmes ruiner en 10 minutes des préparatifs qui avaient nécessité plusieurs semaines de soins assidus, et alors que rien ne faisait présager une perturbation atmosphérique si soudaine.

« Opérer vite et bien », telle doit être la devise des spécialistes.

Les décisions doivent être promptes, et à l'habileté professionnelle doit s'ajouter l'ingéniosité.

On ne déhale pas un navire de 4500 tonnes comme un lougre de pêche, et tel manœuvrier qui se serait fait honneur pour un bateau de faible tonnage considère la situation comme désespérée du fait du gros tonnage d'un grand navire.

Même pour les sauvetages des bateaux fluviaux, il est de ces travaux en rivière extrêmement longs, dangereux, difficiles et dispendieux.

Ces dernières années nous avions étudié un avant-projet de fondation d'une Société de sauvetage, de renflouage et d'exploitation d'épaves abandonnées ou cédées; mais, par cela même que nous entendions ne créer cette Société qu'avec des capitaux français, il ne nous a pas été donné, jusqu'à présent, de voir notre projet national aboutir.

Que de fois nous avons entendu des officiers généraux de la marine, des rapporteurs du budget de la marine, des directeurs de grandes Compagnies de navigation, des armateurs, des ingénieurs, des assureurs français, et des négociants, industriels, transporteurs par eau, français et étrangers, s'étonner, déplorer qu'aucune Compagnie française de sauvetage, dotée d'un matériel convenable autant que moderne, n'existe pas chez nous!

Car on ne peut se faire une idée des maigres compositions du matériel des entrepreneurs particuliers! Pour parer à ce manque d'engins et d'apparaux, ces entrepreneurs louent, pour la circonstance, des appareils disparates qui sont forcément insuffisants. Et encore faut-il trouver des appareils disponibles et les faire venir!

La configuration géographique de notre pays offre cependant déjà un vaste champ d'activité à une entreprise maritime et fluviale telle que celle que nous voulions organiser, et pour la formation de laquelle nous ne voulons pas perdre tout espoir.

On a agité la question de savoir s'il convenait d'inciter les pouvoirs publics à instituer une direction des opérations de sauvetage et renflouage au Ministère de la Marine. Rien ne serait plus désastreux pour l'État et les particuliers.

D'abord, parce que l'État prendrait, là, une grosse responsabilité sans laquelle il ne saurait prétendre intervenir. Or, l'État ne peut offrir de garanties compensatives de gré à gré; pour cela même il ne saurait être question, *a priori,* d'immiscer l'État dans la gérance d'intérêts privés de ce genre.

Il n'y a pas d'exemple qu'une direction administrative ait assez de ressort et d'initiative, d'unité pour, à un instant non prévu, immédiatement, prendre telles dispositions nécessaires à la préservation de parcelles de la fortune de tiers maritimes, industriels ou commerçants.

D'ailleurs les intéressés : armateurs, assureurs, marins du commerce, négociants, ne sauraient admettre qu'en semblable et dangereux événement de naufrage, il leur faille attendre l'ingérance des représentants de l'État (dont la mise en mouvement est nécessairement longue et hiérarchique) pour arriver à procurer les secours nécessaires et procéder enfin aux obligatoires manœuvres de conservation pour le navire et les marchandises compromises. La situation du bâtiment en péril ne saurait que s'aggraver du fait de ces lenteurs administratives.

Il n'apparaît pas, d'autre part, que les fonctionnaires soient suffisamment aptes, de par leurs quotidiennes occupations, à prendre en mains, à la

minute, la direction de travaux, l'établissement de contrats, la vente des marchandises avariées, etc., et les multiples soins qu'englobent les opérations de sauvetage et de renflouage de navires et bateaux. L'État intervenant, ne saurait le faire *qu'en régie,* dont les comptes deviendraient la carte forcée à payer par les sinistrés. De là à l'arbitraire il n'y aurait qu'un pas, qui serait immédiatement franchi.

Seuls, des particuliers, ou des sociétés civiles, sont bien campés pour opérer à leurs risques et périls *no cure no pay* ou à forfait, ou en régie. On l'a vu, l'État lui-même recourt à des sociétés de sauvetage pour ses propres navires. Il ne saurait être question de l'inciter à devenir le sauveteur des autres, quand il ne l'est pas pour lui-même.

En dehors du matériel courant des divers arsenaux, matériel qu'on ne peut distraire de son rôle militaire et qui constitue les ressources du temps de paix et du temps de guerre pour la flotte, l'État, s'il devenait sauveteur, voudrait créer un matériel spécial dont il ne saurait avoir la prétention de rémunération du capital engagé. On ne saurait non plus imposer aux navigateurs la soumission réglementaire à l'État monopolisateur d'entreprises de sauvetages. On ne peut forcer les gens de mer à subir les exigences de l'État sauveteur incapable d'accepter le marchandage.

Non ! le rôle de l'État français serait d'encourager, de patronner la fondation d'une Société française de sauvetage de navires et bateaux, mais sans plus. Encore faudrait-il que cet encouragement soit fait délicatement pour que cette Société ne puisse prétendre à une situation privilégiée qui serait désastreuse vis-à-vis de la marine marchande et des marines étrangères.

Pour le relèvement des épaves échouées dans le voisinage des ouvrages de défense militaire et dans le périmètre de circonscription des ports de guerre, l'État français ne voudrait plus autoriser les étrangers à procéder à des renflouages et à des sauvetages, car il a été constaté que des indiscrétions avaient été commises dans ces circonstances, et que des renseignements intéressant le système des protections stratégiques de nos côtes furent recueillis. Il y a donc là une priorité évidente d'intervention, en cas de sinistre, pour une entreprise française.

Pour que la lacune existant dans notre industrie maritime soit enfin comblée, nous offrons nos conseils et savoir personnel pour y aider.

Les éléments généraux de conduite de nos travaux spéciaux sont :

1° La détermination et reconnaissance extérieures ou sous-marines du navire, ou cas à considérer;

2° Les recherches, choix et réunions des points d'appuis fixes ou mobiles flottants;

3° Les choix des procédés d'obturation ;

4° Les choix et installations des procédés de levage;

5° Les choix et installations des procédés d'épuisement plus ou moins intensif;

6° Les choix et réunion des moyens de remorque et de convoyage.

Le constant et principal souci technique des opérateurs est évidemment la recherche de points d'appui pour soulever l'épave. Ce besoin de support est la condition essentielle à satisfaire dans la pluralité des travaux.

En ce qui a trait aux atteintes aux grandes profondeurs, il n'apparaît pas, jusqu'à ce jour, que les inventeurs, qui se singularisent trop souvent par des productions hétéroclites, aient résolu le grave problème de pénétrations sous-marines dont les limites accessibles restent encore fixées à 60^{m} au grand maximum.

Un de ces inventeurs nous a montré, autrefois, une machine sphérique, sorte de cloche étanche, avec laquelle il se faisait fort de descendre à 200^{m}.

Puis, au moyen de tenailles ou crochets manœuvrés de l'intérieur du caisson, arriver à couper des chaînes ou crocher des caisses. Pour qui sait, comme nous, le temps et la fatigue nécessités pour scier des tôles ou des maillons avec la scie à métaux, ou scie à rails, manœuvrée par un scaphandrier plongeant seulement à 15^{m} et relativement libre de ses mouvements, on ne prêtera aucune confiance en ces engins extraordinaires conçus pour les abîmes de l'Océan, qu'ils n'ont d'ailleurs affronté que.... théoriquement.

Combien de fois nous a-t-il été apporté, par de doux rêveurs ou des énergumènes, des plans et modèles d'appareils apocalyptiques ou cocasses! Nous demeurions stupéfiés de l'ignorance des choses élémentaires maritimes que découvrent ces concepteurs utopistes. Nous interrogions l'un d'eux pour connaître s'il se rendait compte de l'effet d'immersion relative à la pression sur son appareil au sein des masses liquides? Nous lui demandions s'il se faisait une faible idée de ce que pouvait être la clarté naturelle existant dans les couches sous-marines déjà profondes? La réponse fut que ce moderne Érostrate n'avait jamais vu la mer! Combien de ces pauvres incomplets compromettraient de cœur léger leur existence et celle des autres... si on les avait laissé faire!

Cependant il s'est rencontré des gens pour s'intéresser à des Sociétés d'exploitation d'inventions telles que : « Bordage à soufflet latéral, vertical, destiné par son développement articulé, commandé de la passerelle, à arrêter instantanément un transatlantique en pleine marche, pour éviter les collisions!!! »

Si l'on trouve des intéressés pour de semblales folles entreprises, *a fortiori* devrait-on en trouver pour mettre au point d'utiles et sérieuses créations comme celle d'une société française de sauvetage et de renflouage de navires et bateaux.

Les pertes matérielles que font subir au commerce maritime les naufrages sont considérables. Pour s'en rendre compte, il suffit de consulter les annales du Bureau *Veritas,* où sont très soigneusement enregistrés tous les accidents de mer.

Il résulte de ces statistiques que le nombre des navires totalement perdus augmente tous les ans.

Il y a dix ans, la moyenne annuelle était de 1000 à 1200 navires perdus pour un tonnage de 530000^{tx}; en 1904, la perte a été de 850000^{tx}, ce qui représente, tant pour les navires perdus que pour leurs cargaisons, une valeur de plus de 500 millions. En 1905, ce chiffre s'élève à 900 millions engloutis au préjudice des armateurs, et la progression croissante augmente toujours suivant une marche parallèle au développement du trafic maritime. En effet, pour l'année 1906, le Bureau *Veritas* récapitule 376 vapeurs de toutes nations et formant un total de 522292^{tx}, perdus complètement. Or, l'ensemble de l'évaluation de ces pertes sur corps et cargaison atteint et dépasse 1 milliard de francs, y compris 50 millions pour les pertes *sur corps* de 725 voiliers représentant un tonnage de 335166^{tx}!

Les nations les plus lésées sont l'Angleterre, l'Italie, l'Allemagne, l'Amérique, la France, pour les steamers.

Il existe à l'étranger, principalement en Angleterre (témoin la *Salvage Association* de Liverpool); en Allemagne, au Danemark et aux États-Unis, etc., des Sociétés de renflouage et de sauvetage des navires. Ces Sociétés sont très prospères.

Nous donnons la nomenclature assez approchée des Sociétés les plus connues en exercice: renseignements très faciles à se procurer d'ailleurs dans les publications techniques maritimes anglaises et allemandes, et à la portée de tous.

Amsterdam Tug and Salvage C^{y}	Amsterdam
Avgherino fils et Cie	Poti
Baltimore Wrecking C^{o}	Baltimore
Baxter Wrecking C^{o}	New-York
Berging Maatschappij	Maaslus (Hollande)
Boston port Boat C^{o}	Boston New-York Philadelphie Baltimore
British Marine Salvage C^{o}	Glascow
Brooks (G.-V)	Liverpool N. S.
Bugsir Gesellschaft Union	Brême
*Chapman Derrick and Wrecking C^{o}	New-York
Chittagong Port Commissioners	Chittagong
Clyde Salvage Association	Glascow
Cowasjee, Dinshaw et Bros	Aden
Darrel et James	Bermudes
Davis Coast Wrecking C^{y}	New-Bedford
Diving C^{y}	Constantinople

* L'astérisque indique les compagnies les plus importantes.

Dougherty et C°	Baltimore
East Coast Salvage C°	Leith
Comp. des Exploitations y Salvamento	Las Palmas
*Genoese Marine Salvage Association	Gênes
Grech (Vincent)	Dardanelles
Grech (Pascal)	Malte
Hall (A.) et C°	Aberdeen
Hamilton, Chas	Kertch
*Japonaise (Compagnie) (Salvage)	Tokio
Kurrachee Port Trust	Kurrachee
Lowe (E. R.)	New-York
Luckenbach (F.)	New-York
Mądras Harbour Trust	Madras
Marine Salvage Association	Victoria
Mavrogordato and Logothettis	Taganrog
*Merrits Wreekage Organization	Baltimore New-York
Meyer (W.-E.) and C°	Bermudes
*Mitzon C°	Amérique
Morris, Maull, Burton and C°	New-York
Moran Towing C°	New-York
Mount Stuard Dry Dock et C°	Angleterre
*Neptun Salvage C^y	Stockholm
*Nordischer Bergungs Verein	Méditerranée Mer Noire
Norwegian Salvage and Diving C^y	Christiania
Oceanic Salvage C°	Angleterre
Olsen's Dilving C^y	Bergen
Panagiotato (G.)	Kertch
Perim Cooal C^y	Perim
Ratner (Samuel)	Ochakoff
Red Star Tug Service	Philadelphie
Rodriguez, Casenave and C°	Montevideo
Russian Steam Navigation C^y	Odessa
*Salvage Association	Glasgow
*Salvage Association	Liverpool
Scott (T.-A.)	New-York
Smith (L.) and C°	Rotterdam
Societa Italiana di Salvittaggi Maritimi	Gênes
Societa Siciliana di Navigazione à vapore	Messine.
South of Europe Salvage Associatiou	Gibraltar
*Switzer Salvage C^y	Copenhague
Sworono (C.) and Sons	Ketch
Sworono and Fordsdike	Taganrog
*Thames Conservancy	London
Therianos (P.-P.)	Marinpol
Thomas, Luke and C°	Aden

Underwriters Association.....	Sydney
Vladikaucaz Ry Cy.....	Saint-Pétersbourg
West of England Salvage C°.....	Penzana
Whitelaw (T.-P.-H.).....	San Francisco (1)

Pour ne citer que deux exemples, The Liverpool Salvage Association est dans une situation très importante parmi les Sociétés civiles anglaises et a concouru avec succès au récent sauvetage du matériel d'artillerie de HMS *Montagu,* et la Neptun Salvage Cy, de Stockholm, fondée il y a 25 ans avec un capital modeste, a relevé, depuis sa création, près de 3000 navires, opérations qui ont laissé de sérieux bénéfices à ladite Société.

Les bénéfices considérables réalisés par les sauveteurs ne sont pas pour surprendre, quand on sait dans quelles conditions se traitent les marchés de sauvetage qui ont fréquemment pour base la clause : « No cure no pay », c'est-à-dire « pas de guérison pas de paiements », mais qui assurent aux sauveteurs, en cas de réussite, des profits qui vont souvent jusqu'à 50 et 60 pour 100 de la valeur du navire sauveté et de sa cargaison.

C'est ainsi qu'il peut arriver qu'un sauvetage laisse un bénéfice plus élevé que le capital de la Société de sauvetage.

Pendant les années 1902, 1903, 1904 on a compté, sur les côtes françaises de l'Océan et de la Méditerranée, 89 naufrages de navires représentant un tonnage de 173000 tonnes, soit 30 naufrages par an pour des navires d'un tonnage moyen de 2000 tonnes.

Les noms des bâtiments suivants sont ceux qui ont été sauvés par les Compagnies anglaises et danoises de sauvetage à l'embouchure de la Loire notamment :

En 1890	*Lord Ailsa*.....	1800 tx
1891	1 drague hollandaise.....	500
1892	*Hungaria*.....	1800
1892	*Alaska*.....	1800
1904	*Pomaron*.....	2000
1904	*Paradox*.....	1000
1904	*Beechgrove*.....	1800
1905	*Gwendoline*.....	2000

Par manque de secours immédiats les bâtiments ci-après ont été perdus totalement à cette même embouchure de la Loire :

En 1890	*Baron Clyde*.....	2500 tx
1891	*Redbrook*.....	2000
1891	*Henri IV*.....	1800

(1) Liste contrôlée par M. Mercié (*Bulletin de la Ligue maritime*).

		tx
1891	*Chatellier*	3000
1893	*Lizzie*	1800
1898	*Souverain*	1500
1898	*Pallion*	2000
1900	*Trevean*	2000
1900	*Beignon*	1800
1903	*Lucien*	2500
1905	*A. Bixio*	3000

L'*Alexandre-Bixio,* cargo-boat de la Compagnie Transatlantique, sombré en Loire maritime, en janvier 1905, portait un chargement de pièces de machines de plusieurs centaines de mille francs.

Le cargo-boat *Montgomery* échoué en Gironde, en 1903, se perd complètement dans les mêmes conditions, faute de secours assez rapides. Il portait un chargement d'une valeur de 4 millions.

Il est prouvé que ces deux derniers navires furent perdus faute de matériel suffisant de renflouage.

A l'embouchure de la Seine, comme à celle de la Gironde, où la proportion des naufrages est la même, les situations ne sont pas meilleures, en ce qui a trait aux moyens de sauvetage ou d'atténuations de sinistres des corps et cargaisons de navires.

Nous ne pouvons que manifester notre vif regret de ce manque absolu de matériel puissant d'intervention chez nous, alors que chez nos voisins il nous parvient, à chaque instant, des procès-verbaux de réussite dans maints cas considérés.

Notre Association Technique Maritime a publié dans son *Bulletin* n° 11, session 1900, pour le Congrès d'Architecture et de Constructions Navales, une remarquable Note sur les renflouages émanant de l'honorable ingénieur David-W. Noakes qui, tout en indiquant de fort importantes manœuvres exécutées couramment et avec succès, sous sa direction, dans les nombreuses interventions de sa Compagnie, The Thames Conservancy, montre que cette Société, quasi officielle, peut aborder les opérations les plus compliquées.

L'ingénieur D.-W. Noakes a cité son fameux sauvetage après triple naufrage du *Newburn,* de l'*Erasmus-Wilson* et du *Winston.* Les deux derniers navires ont pu être réparés et donnent désormais des bénéfices à leurs propriétaires; le *Newburn* a été démoli.

Il est certain que ce succès doit être attribué, outre l'intelligente direction technique, à l'outillage et au matériel perfectionnés de la Thames Conservancy.

Aurions-nous pu en faire autant aussi vite par nos propres moyens matériels présents, si pareil cas s'était présenté dans nos eaux et pour nos bâtiments?

Citons quelques gains des sauveteurs :

En 1886, le scaphandrier Lambert, au service de la Société Siebe et Gorman, de Londres, a retiré des cales du paquebot *Alphonse-XIII*, coulé par 53^{m} de fond au large de la Grande Canarie, la somme de 2250000^{fr} en lingots d'or.

Pour le sauvetage du *Denton-Grange*, il était convenu que les sauveteurs auraient la moitié de ce que serait vendu le navire sauvé. Cette vente atteignit 46000 livres anglaises; la Compagnie de sauvetage eut donc pour sa part 23000 livres, c'est-à-dire 575000^{fr}.

Pour le sauvetage du *China*, de la Peninsular and Oriental Cy, et du steamer *Paris*, de la ligne américaine de New-York à Liverpool, les Compagnies de sauvetage touchèrent pour chacun de ces bateaux 75000 livres sterling, soit 1875000^{fr}. Il y a deux ans un groupe de scaphandriers réussit à sauver entièrement le chargement du paquebot français *Lucie*, naufragé en 1902, dans les Bouches de Bonifacio. Ce chargement, consistant en 5000 tonnes de rails, était évalué 2500000^{fr}.

Tout récemment, M. Aikman, de Melbourne, s'est rendu acquéreur, au prix de 7250^{fr}, de l'épave du steamer *Australia*. Il paya la cargaison en plus 1500^{fr}, soit en tout 8750^{fr}. Les travaux de sauvetage n'étaient pas terminés le 23 avril 1906, mais on estimait que le bénéfice réalisé, à cette époque, par M. Aikman n'était pas inférieur à 5 millions de francs.

Ces derniers mois, nous avons sauveté $\frac{99}{100}$ d'une grosse cargaison de pétrole en exposant une somme infime de frais n'excédant pas $\frac{3}{100}$ de la valeur totale, etc.

Dans le cas du vapeur *Milwaukee*, comme l'avant du navire était empalé sur une roche et que l'arrière flottait, le capitaine Batchelor de la Salvage Association, assisté de l'ingénieur Harvey de la Société des explosifs Nobel, coupa le bâtiment en deux à l'aide de la dynamite.

L'arrière entra en cale sèche dans la Tyne; on refit un avant. La partie arrière du navire avec les chaudières et machines valait 1000000^{fr}; les frais faits, non compris la perte de la section condamnée de la carène, ne dépassèrent pas 100000^{fr}.

Le *Lockeley Hall*, chargé de blé, coula dans la Mersey au-dessus du tunnel, et, la Compagnie du chemin de fer ayant obtenu un jugement interdisant au Mersey Dock Board l'emploi de son moyen ordinaire de destruction, des soumissions furent demandées pour l'enlèvement du navire.

Quelques personnes de Londres constituées en syndicat privé entreprirent le sauvetage. Le capitaine Wood fut chargé des opérations qui furent extrêmement intéressantes, tout le matériel employé ayant été improvisé pour la circonstance, mais facilement grâce aux ressources locales considérables.

L'ensemble des opérations fut si heureux, que le petit syndicat réalisa un dividende de 187,5 pour 100.

En 1900, M. Boddy, ingénieur anglais, opéra le sauvetage d'un grand bâti-

ment chargé de 2500tx de marchandises, qui avait été acheté 25000fr, compris navire et cargaison.

Les opérations de sauvetage durèrent 3 mois jusqu'à ce que le navire fût placé en cale sèche.

Le bénéfice réalisé dépassa 200000fr.

Le sauvetage du paquebot *Amérique* valant 4750000fr rapporta 750000fr aux sauveteurs par décision de la Cour de l'Amirauté.

Nous ne voulons parler ici que pour mémoire des remorques données à des steamers : paquebots ou cargos de gros tonnage désemparés par rupture d'hélices, avaries de machines, etc., ou en danger par suite d'échouement sur fonds de sables. Il a été payé pour quelques heures, où même quelques minutes de semblables remorques, des prix considérables se chiffrant par centaines de mille francs.

Mais il ne s'agit là que d'occasions fortuites, tandis que l'on peut estimer que le sauvetage de navires importants échoués sur nos côtes, et le retirement d'épaves anciennes, assurent à la Société qui se constituerait un travail suivi et rémunérateur.

Les exemples que nous avons cités suffisent à indiquer quels résultats financiers peuvent obtenir les Sociétés de sauvetage, mais il faut considérer également l'utilité mondiale de ces Sociétés qui empêchent la destruction de richesses considérables, formant parcelles de la fortune publique, ainsi que leur intérêt national.

Malgré les brillants exemples de l'étranger, nous avons dit qu'il n'existe pas en France, à l'heure actuelle, une seule Compagnie pour le sauvetage et le renflouage des navires! A quelque point de vue que l'on se place, économique ou patriotique, il y a là une lacune incontestable et regrettable. Nous répétons qu'elle doit être comblée.

Multiples furent les cas de sinistres où les pertes furent totales faute de moyens d'action convenables et immédiats.

Les Compagnies d'assurances maritimes en savent quelque chose. Parmi les nombreux naufrages où l'industrie française ne put intervenir faute de moyens sérieux, citons le sinistre du *Chili*, à Bordeaux, chaviré à quai en avril 1903.

Après des essais aussi longs qu'infructueux, le bâtiment fut reconnu impossible a être remis à flot, faute de pompes suffisantes.

C'est alors que le commandant du vapeur de sauvetage danois *Héraclès* vint reconnaître la situation, et, après une série de travaux tous plus intéressants et plus adroits les uns que les autres, notamment une fermeture de porte de soutes demeurée ouverte et un dévasage du bâtiment, à l'intérieur, à l'aide de jets de pompes puissantes, obtint un succès complet.

Ni la coque ni les machines n'avaient souffert de cet échouage de plusieurs mois.

Seuls les aménagements étaient à refaire complètement.

Cette opération fut des plus fructueuses pour la Société de sauvetage danoise à laquelle appartient le vapeur *Héraclès* très bien outillé pour ce genre d'entreprises.

L'utilité économique de la Société que nous préconisons est évidente. Nous avons dit qu'il se perdait, en effet, tous les ans un grand nombre de navires, vapeurs ou voiliers, sur les côtes françaises, dans la Manche, au raz du Sein, près d'Ouessant, de l'île de Ré et dans le golfe de Gascogne ainsi que dans la Méditerranée.

Les Sociétés étrangères ne peuvent se déplacer que pour de très gros sauvetages, et quand elles ne sont pas retenues ailleurs, ce qui est le cas le plus fréquent.

C'est ainsi qu'une Compagnie anglaise de sauvetage fut sollicitée d'intervenir 453 fois dans la seule année 1904, et qu'elle se vit dans l'impossibilité de satisfaire tous les demandeurs.

Pour les navires français sauvés et renfloués, ils le sont souvent par des Sociétés étrangères et à leur profit, c'est-à-dire au détriment de la richesse nationale.

Au point de vue patriotique, ce sont là des choses à déplorer déjà quand il s'agit de bâtiments de commerce; mais, quand il s'agit de navires de guerre français et que l'on est réduit à s'adresser à un marchand de vins de Marseille pour opérer le sauvetage d'un contre-torpilleur, comme dans le cas de l'*Espingole,* ou à une Société étrangère associée à la Nordischer Bergungs Verein, c'est-à-dire à une Société allemande, comme dans le cas du *Sully,* la création d'une Société française de renflouage s'impose à l'esprit comme une nécessité absolue.

A l'heure actuelle encore ce sont les Sociétés allemandes et danoises qui ont coopéré au sauvetage du sous-marin français *Lutin* sombré le 16 octobre au large de Bizerte.

La nécessité d'une Société de sauvetage a été solennellement reconnue par le Ministre de la Marine à la tribune de la Chambre au cours d'une interpellation au sujet de la catastrophe du *Farfadet,* et plus récemment encore au cours des débats du Conseil de guerre maritime, réuni le 31 mars 1906, pour la perte du *Sully.*

Aujourd'hui, au lendemain de la catastrophe du *Lutin* comme au lendemain de celle du *Farfadet,* l'opinion publique et la presse sont unanimes à réclamer en France de puissants moyens de sauvetage.

Dans une de ses dernières séances le Comité central des Armateurs de France a émis le vœu de ne plus voir les Compagnies étrangères de sauvetage intervenir dans les sinistres des bâtiments français dans les eaux territoriales, et notamment en cas de naufrage des bâtiments de notre flotte de guerre.

Nous avons pressenti des officiers généraux de la Marine ayant commandé, ou commandant en chef, et nous savons que le projet de création d'une

Compagnie française maritime de sauvetage et de renflouage serait parfaitement accueilli dans toutes les sphères militaires.

Mais, en dehors de ces considérations, une Société française de sauvetage serait une affaire extrêmement sérieuse.

Il résulte, en effet, des statistiques que le montant des pertes maritimes pendant l'exercice 1903-1904 a été de 50000000^{fr} pour la France. Cette somme est dépassée en 1905-1906.

Une Société française aurait, pour traiter des sauvetages sur la côte française, une situation privilégiée, qui tiendrait à un quasi monopole, pour les raisons suivantes :

1° Proximité, c'est-à-dire rapidité ;

2° Plus grande puissance de procédés et de matériel parce que entièrement neuf;

3° Bénéfice des prescriptions ministérielles faisant interdiction aux étrangers d'opérer dans le voisinage des ouvrages de défense et dans le périmètre des ports de guerre, c'est-à-dire sur la plus grande partie des côtes françaises.

On peut donc considérer que la concurrence étrangère sur nos côtes serait nulle, et que la Société française de sauvetage, telle qu'on propose de la constituer, c'est-à-dire avec toutes les garanties nécessaires, aurait à traiter pour tous les sauvetages importants qui pourront être opérés sur les côtes françaises.

Citons, à l'appui de nos dires, le cargo-boat *Vesper* de 3000^{tx} en charge, coulé en 1902 près d'Ouessant, et dont aucune Société étrangère n'eut le temps d'opérer le sauvetage. Or le bateau eût pu être sauvé au $\frac{10}{12}$, c'est-à-dire pour 2500000^{fr}, et nous ne parlons que de la coque.

Pour réussir, il ne faut pas fonder une Compagnie d'essence régionale ou se cantonnant à l'embouchure d'un fleuve, ayant un ou deux remorqueurs munis de pompes moyennes, mais, au contraire, créer *a priori* deux stations, l'une sur le littoral de l'Atlantique, l'autre sur le littoral de la Méditerranée, avoir deux navires et permettre ainsi à ces deux bâtiments spéciaux, toujours parés, un déplacement inopiné et de veiller sur un développement de côtes convenable, tout en pouvant se prêter un appui mutuel par la venue rapide de l'un vers l'autre et réciproquement, ou bien traiter simultanément deux sinistres en même temps, au nord ou à l'ouest, et au sud de notre pays, voire chez nos voisins.

Il nous paraît qu'un capital utile de 4 millions est nécessaire.

Nous ne discutons pas ici la question financière, qui n'a rien à voir avec cette étude d'avant-projet technique d'essai de mise au point d'une Compagnie française maritime vraiment utile à la sauvegarde des intérêts généraux de la Marine entière.

Il convient d'indiquer simplement le chiffre de ressources nécessaires à

l'exploitation pour construire un matériel idoine aux travaux spéciaux à entreprendre.

Le type de navire-atelier que nous avons conçu, étudié, et préconisons, serait à turbines système Parsons, filerait 18 nœuds et aurait à bord des pompes centrifuges fixes (3) système Gwynne de Londres, pouvant débiter collectivement 12000 tonnes à l'heure, plus un *plant* de pompes autogènes mobiles, également du système Gwynne et C°, pouvant débiter, réunies, 8000 tonnes à l'heure, ce qui porterait à 20000 tonnes à l'heure l'ensemble des moyens d'épuisement dont on doit disposer pour aborder une opération quelconque de renflouage des navires modernes, avec le plus de chances de succès.

Nous avons étudié l'avant-projet du navire-atelier que nous concevons *a priori,* et dont les caractéristiques seraient :

Longueur entre perpendiculaires	$74^{m},80$
Largeur hors membrures	$10^{m},30$
Creux à la ligne droite des baux : 1° Du pont principal	$3^{m},40$
2° Du spardeck	6^{m}
Hauteur du double fond	$0^{m},95$
Tirant d'eau en pleine charge	4^{m}
Déplacement correspondant	1700^{tx}
Deux mâts de charge de	25^{tx}
Six treuils à vapeur, dont un avant de 60^{t} de force.	
Deux cabestans avant et arrière.	
Appareil moteur : « Turbines Parsons ».	
Nombre de tours	450
Nombre d'hélices	3
Puissance prévue	4500 HP
Vitesse prévue	$18^{n},25$
Générateurs : deux chaudières Normand-Sigaudy. Timbre.	14^{kg}
Surface de grille prévue	20^{m^2}
Water-ballast, dans le double fond. Capacité	125^{tx}
Water-ballast, dans les peaks. Capacité	50^{tx}
Approvisionnement de charbon : dans les soutes, plus, au besoin, une certaine quantité sur le pont	320^{tx}
Rayon d'action à 18 nœuds environ	1850 milles
Tonnage brut total, environ	1180^{tx}

La nécessité des turbines s'impose pour éviter un encombrement accusé et posséder un bon moteur moderne pour se rendre rapidement sur les lieux du sinistre. Il faut, en effet, arriver bon premier! *Time is money.*

Les échantillons (acier) de ce type A de navire sont choisis d'après les règles du *Veritas* et pour bateau à trois ponts, alors que notre steamer n'est qu'à deux ponts dont un pont spardeck, mais il ne faut pas oublier que ce navire doit constituer une poutre armée excessivement robuste destinée à former

levier extrêmement puissant par le jeu des water-ballasts, vidés ou remplis, afin de dégager un bateau coulé ou échoué, à servir d'allège ou de dock flottant, à soutenir entre deux eaux une épave élinguée pour l'amener sur un haut fond, etc., à concourir *seul* au relèvement d'un sous-marin ou submersible de 200tx et plus, bref à intervenir dans les meilleures conditions pour le sauvetage et le renflouage de bâtiments de gros tonnage (1).

L'éclairage est électrique. Il y aurait deux projecteurs en sus des lampes à arc de pont. On comprend donc, *a fortiori,* que deux types de ce navire du type A, se prêtant au besoin un mutuel appui, pourront entreprendre toutes les opérations les plus importantes et les plus ardues qui se présenteront sur les mers.

Comme il est nécessaire, quand on entreprend un renflouage ou un sauvetage sur certaines côtes de la Méditerranée, du Maroc, d'Espagne, de pouvoir en imposer aux pillards d'Afrique qui tirent même des coups de fusil sur les équipes de sauveteurs, chaque type de navire posséderait, à bord, quatre canons révolvers.

Il est de toute utilité que le navire-atelier soit en relations les plus constantes possibles avec la Compagnie armateur, afin d'être immédiatement avisé des sinistres et recevoir les missions, comme aussi renseigner sur les travaux et situation des épaves. Aussi, chaque type de navire posséderait un poste de télégraphie sans fil.

Y compris les pompes fixes Gwynne du bord, le navire-atelier type A, avec ses embarcations, coûterait environ 1 200 000fr.

Le *plant* des pompes mobiles Gwynne, autogènes, coûterait 120 000fr.

Quatre grands pontons allèges (construits d'après les plans inspirés des modèles en usage pour les services de « The London Thames Conservancy » et de la « Liverpool Steam Tug C° », mais perfectionnés, équilibrés, water-ballastés, munis de puits centraux pour le passage des chaînes de levage et des élingues en câble d'acier avec un minimum de rupture de 100 tonnes, armés de vérins mécaniques, de serre-mailles, etc., compléteraient le matériel flottant. Chaque ponton aurait une puissance de portage de 500 tonnes en sus de sa flottabilité de carène. Ces quatre pontons reviendraient ensemble à 450 000fr.

Le matériel sous-marin : scaphandres, pompes à scaphandres, compresseurs d'air, appareils sous-marins de recherches et d'éclairage, water-glass, etc., coûterait environ 140 000fr.

Les appareils pour travaux sous-marins ont déjà été pour nous l'objet d'une sélection parmi les meilleures des marques recherchées par nos soins et dûment expérimentées.

Il y a aussi lieu de prévoir une dépense de 80 000fr pour l'armement

---

(1) En sus du dispositif des Waterballasts du double fond, on peut préconiser des Waterballasts latéraux pour augmenter la puissance de lavage du navire.

complémentaire du navire : chaînes, élingues, aussières acier et chanvre, apparaux divers, engins, agrès, etc.

L'assurance du navire et de son armement peut être évaluée à 8 pour 100, *ad valorem.*

Il y a encore à considérer une réserve pécuniaire pour les acquisitions d'épaves à exploiter, de vieux bâtiments de guerre et de commerce destinés à être démolis pour occuper le personnel entre deux opérations de sauvetage : les débris de cuivre, acier, fer, bois revendus constituant d'importants bénéfices.

Puis les frais généraux de personnel, etc.

La construction de radeaux constituant plate-forme mobile flottante, transformable en plate-forme fixe déjaugeant à volonté totalement et ascensionnelle sur béquilles mécaniques à enfoncement variable et de notre système, etc., serait prévue.

Nous avons sous la main un personnel de premier ordre, dont des scaphandriers hardis et de grande accoutumance, facile à réunir.

Nous estimons qu'il faut surpasser tout ce qui existe à l'heure présente à l'étranger et trouver mieux encore que le *Protector*, bateau de sauvetage appartenant à la *Em. Svitzer Bjergnings*, qui vient d'être armé il y a quelques mois seulement et qui réalise cependant déjà des améliorations très estimables.

Dans notre spécialité, il faut toujours avoir présent à l'esprit qu'il importe de posséder les engins les plus forts, idoines au service à attendre, car c'est dans nos opérations qu'on se trouve bien de l'observation de l'adage : « Qui peut le plus peut le moins ! »

Autrement ce n'est pas la peine de s'en mêler.

RÉGULATEUR AUTOMATIQUE D'IMMERSION

POUR SOUS-MARINS,

DESTINÉ A PRÉVENIR LES SINISTRES QUE PEUT OCCASIONNER UNE FAUSSE MANŒUVRE DES GOUVERNAILS HORIZONTAUX PAR SUITE D'INATTENTION OU DE MALADRESSE.

PAR M. L. DURIS,
Capitaine au long cours.

Observations. — Dans la navigation courante, c'est-à-dire la navigation à la surface des eaux, les capitaines de navires à voiles ou à vapeur ainsi que leurs officiers de quart ont pu constater qu'il est impossible de trouver des hommes de barre, aussi attentifs qu'ils soient à leur poste, capables de gouverner un navire sans lui faire faire aucune embardée, autrement dit sans le faire venir sur tribord ou sur bâbord de la route donnée par le capitaine; et la grandeur de ces embardées est en rapport avec les qualités nautiques du navire. A bord de certains bâtiments, malgré tous les efforts et toute la bonne volonté du timonier, ces embardées deviennent très inquiétantes dans les passages dangereux, où la largeur est très limitée. Étant averti par la présence de ces dangers, on y obvie en augmentant de vigilance et de prudence.

Lorsque la route est large, en pleine mer, les lignes brisées que font décrire ces embardées ne deviennent pas dangereuses, puisque de bons calculs nautiques pouvant être faits à n'importe quel moment, avec un ciel clair, nous permettent de les corriger. Mais, dans la navigation sous-marine où l'on doit suivre, en outre de la direction dans le sens horizontal, la direction dans le sens vertical, c'est-à-dire une direction de haut en bas ou de bas en haut pour l'émersion ou l'immersion du navire, un défaut d'attention dans la manœuvre des gouvernails horizontaux ou ailerons peut être fatal dans les plongées de sous-marins où les fonds ne permettent que d'avoir quelques mètres d'eau en dessous de la quille; car alors une embardée de quelques degrés dans le sens vertical peut les amener à buter contre le fond, les faire envaser sur un fond de vase, les faire disloquer sur un fond dur de sable, ce qui entraîne des ruptures de rivets, des déformations de tôles et crée des

voies d'eau qui entraînent la perte du navire. Si le fond est rocheux, le sous-marin se brise, se défonce et se perd.

Maintenant, dans les fonds bas, où la profondeur est grande, une fausse manœuvre des gouvernails horizontaux peut faire descendre le sous-marin à une profondeur plus grande que celle prévue dans sa construction, telle que la pression de l'eau s'exerçant sur la surface de sa coque soit assez considérable pour l'écraser, l'aplatir et l'anéantir avec tout son malheureux équipage. L'on sait que cette pression que supporte la coque d'un sous-marin est énorme, puisqu'elle atteint environ 1^{kg} par centimètre carré de surface pour une immersion de 10^{m}, deux fois plus pour 20^{m}, trois fois plus pour 30^{m} et ainsi de suite. Or, si l'on songe qu'un sous-marin a plus de $1\,300\,000^{cm^2}$ de surface de coque, l'on verra que pour passer d'une immersion de 20^{m} à une immersion de 21^{m}, il subit un surcroît de pression d'environ $130\,000^{kg}$, se répartissant sur toute la surface de sa coque. On voit donc par là qu'il est très dangereux de dépasser, ne serait-ce que de 1^{m}, le maximum de profondeur indiquée par les ingénieurs ayant fait construire ces navires.

Il y aurait donc lieu, j'ai pensé, pour augmenter dans de grandes proportions la sécurité des sous-marins, de les munir d'un appareil automatique destiné à prévenir les mauvaises manœuvres des gouvernails horizontaux, qui pourraient provenir, soit d'un défaut d'attention de l'homme qui en est chargé, soit de son inhabileté, et de l'empêcher de dépasser même de 1^{m} la profondeur à laquelle le commandant du navire désire se tenir; profondeur pour laquelle il aura soin de tendre les ressorts de son appareil comme le ferait un mécanicien en réglant la tension des ressorts des soupapes d'une chaudière pour laisser évacuer la vapeur lorsque sa pression dépasserait le nombre de kilogrammes pour lequel la chaudière a été construite. Les échouages seraient ainsi évités, car le commandant, par l'intermédiaire des cartes ou des plans, sait à quelle profondeur il peut naviguer sans danger, à une condition qu'elle ne soit pas dépassée. Pour les grands fonds il connaît le maximum qui est assigné, et même l'appareil devra être construit de façon qu'il ne soit pas possible de l'empêcher de fonctionner lorsque l'immersion atteindra ce maximum; ses ressorts ne pourront pas être tendus au delà de la limite indiquée par les ingénieurs.

Voici donc l'appareil que j'ai imaginé il y a peu de temps, et qui peut remplir les conditions demandées. Il se compose d'un piston hydrostatique en contact continuel avec la mer, pouvant se mouvoir dans un cylindre ouvert à une extrémité et fermé à l'autre. La partie ouverte est rivée à la coque du sous-marin qui se trouve en cet endroit percée d'un trou cylindrique ayant la surface du piston.

Une tige de piston (en deux parties) pénétrant à l'intérieur en traversant le presse-étoupe du fond du cylindre; cylindrique en cet endroit, elle est ensuite carrée à partir d'un renflement qui sert de butoir pour limiter sa course dans le sens de la rentrée à l'intérieur. La partie carrée de cette

tige a pour but de l'empêcher de tourner sous l'action du volant de manœuvre actionnant sa deuxième partie au moment de la tension des ressorts. Cette partie carrée traverse le fond d'un second cylindre percé d'un trou carré. Le fond de ce cylindre est à nervures d'une part et, à son intérieur, il porte un renfort de métal sur lequel vient buter la tête de la première partie de la tige pour limiter sa course dans le sens de la sortie. La seconde partie de la tige du piston est reliée à la première de la façon indiquée sur le plan, ce qui lui permet de tourner librement sous l'action d'un volant. Elle se visse dans le trou taraudé d'un second piston qui est à glissières et se meut sous l'action de la tige filetée dans un cylindre à claires-voies sur son pourtour pour que l'on puisse voir à l'intérieur. Quatre ressorts se trouvent logés dans ce cylindre; leurs extrémités sont fixées d'une part à son fond venu de la même coulée de fonte que lui, d'autre part au piston mobile à l'intérieur se déplaçant sous l'action de la vis. Le cylindre rivé sur la coque est réuni au second par quatre équerres à nervure d'assemblage. En dehors du cylindre à ressorts, la tige prolongée est d'abord graduée pour marquer la profondeur pour laquelle on veut tendre les ressorts qui sont destinés à refouler le piston hydrostatique à l'extérieur, puis elle porte ensuite un renflement hexagonal destiné à recevoir le volant de manœuvre qui, en temps ordinaire, une fois les ressorts tendus, se met sur un support hexagonal que supportent les paliers d'un coussinet qui est traversé par la tige. Il suffit pour cela de le faire glisser pour s'en servir. Enfin, cette tige se termine par un manchon qui doit recevoir la poignée d'un cylindre d'ébonite qui servira de commutateur électrique au moyen de deux cercles en cuivre fixés sur son pourtour et qui viennent frotter sur des lamelles se trouvant dans un demi-cylindre creux en ébonite et sur lesquelles aboutissent, par l'intermédiaire de bornes, les fils venant des accumulateurs et allant à une commande électrique, ou directement au moteur actionnant les gouvernails horizontaux.

C'est un commutateur spécial imaginé par moi, le cylindre en ébonite muni de ses deux cercles en cuivre tourne avec la tige lorsque celle-ci est manœuvrée avec le volant pour la tension des ressorts. Dans ce mouvement de rotation le contact des cercles avec les lamelles en deux parties du demi-cylindre reste parfait. Le courant électrique est interrompu dans la commande qui le distribue au moteur selon la volonté de l'homme chargé de sa manœuvre, lorsque, par suite d'inattention, celui-ci a dépassé la profondeur pour laquelle les ressorts étaient tendus, le piston hydrostatique subissant alors de l'extérieur une poussée supérieure à celle des ressorts, refoule ceux-ci de 2^{cm} ou 3^{cm} et, par suite, déplace le commutateur qui interrompt le courant pour le mettre en communication avec deux fils auxiliaires fixés aux bornes du moteur de manière que celui-ci se mette en mouvement pour faire prendre aux gouvernails une position telle que le sous-marin se mette immédiatement à remonter. L'action de l'homme se trouve paralysée. Lorsque le gouvernail a pris l'inclinaison voulue, un petit commutateur actionné par

sa mèche coupe le circuit de ce dernier courant. Le sous-marin continue à remonter jusqu'à ce que la pression de la colonne d'eau qui agit sur la surface du piston soit inférieure à celle des ressorts qui refoulent alors ce piston à sa position primitive ainsi que le commutateur qui rétablit aussitôt le courant et rend au timonier ses facultés directrices qui pourront lui être retirées de nouveau à la moindre maladresse (voir *fig.* 1).

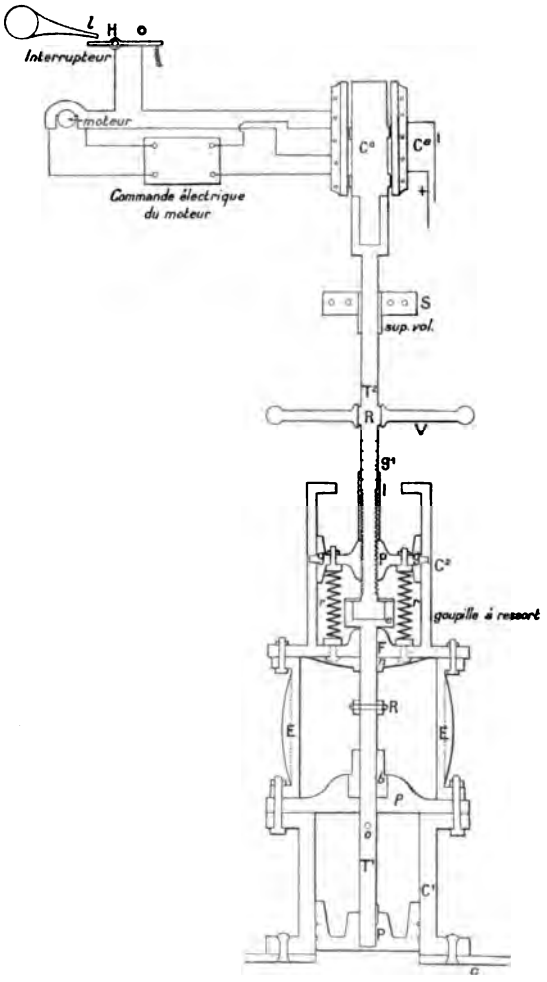


Fig. 1.

C, coque dans ses parois latérales du sous-marin sur laquelle est rivé le cylindre.

C', cylindre en bronze rivé sur la coque avec fond boulonné percé d'un trou, avec renfort et presse-étoupe à bouchon fileté creux, donnant passage à la tige T' du piston hydrostatique. Un robinet de purge O fait évacuer l'air ou l'eau.

LÉGENDE.

C^a et C^a Commutateur électrique spécial actionné par la tige en deux parties du piston hydrostatique.

H Interrupteur interceptant le courant dans le circuit qui s'établit automatiquement par l'intermédiaire du commutateur C^a. Il est actionné par un levier monté sur la mèche des gouvernails horizontaux et fonctionne lorsque ceux-ci ont l'inclinaison nécessaire pour la montée.

S Coussinets supportant la deuxième partie de la tige du piston formant support pour poste fixe du volant V de manœuvre.

T^2 Deuxième partie de la tige du piston hydrostatique : à une de ses extrémités elle reçoit le commutateur dans une douille, à l'autre elle a une tête s'emmanchant dans la douille de la première partie de la tige; elle y est maintenue par une rondelle, elle est filetée et graduée, puis porte un renflement hexagonal R pour recevoir le volant de manœuvre.

V Volant de manœuvre pour tendre ou détendre les ressorts.

g' Graduation indiquant, par son index en forme de tube, la profondeur pour laquelle les ressorts sont tendus.

I Index en forme de tube fixé sur le piston *p*; il sert à lire la graduation de la tige.

C^2 Cylindre en bronze, évidé à claire-voie sur son pourtour. Il renferme les quatre ressorts, *r*, et le piston, *p*, qui les manœuvre; son fond F a des nervures, *n*; son trou central est carré.

p Piston à trou central avec renfort, taraudé pour le passage de la tige filetée, il porte deux ergots dans ses glissières pour l'empêcher de tourner sous l'action de la tige.

E Équerres d'assemblage des pistons C^1 et C^2, au nombre de quatre; chaque équerre porte une nervure pour offrir plus de solidité.

R Rondelle épaisse, clavetée sur la tige du piston hydrostatique, elle limite la course du piston en butant contre le fond du cylindre C^2, une petite rondelle en caoutchouc peut être interposée pour amortir le choc.

b Bouchon creux donnant passage à la tige, il est hexagonal sur une moitié et fileté sur l'autre, se vissant dans le trou central du plateau *p*. Il sert de presse garniture pour assurer l'étanchéité.

o Robinet de purge devant rester ouvert; il sert à faire évacuer l'eau qui peut s'introduire en faible quantité dans le cylindre.

C^1 Cylindre en bronze rivé sur l'une des parois de la coque du sous-marin; son fond, *p*, est solidement boulonné sur lui après interposition d'une garniture assurant l'étanchéité. Dans son intérieur se meut le piston hydrostatique.

T' Première partie de la tige du piston hydrostatique vissé dans son trou central à renfort de métal, taraudé pour la recevoir; elle est cylindrique jusqu'au butoir, R, d'où elle devient carrée jusqu'à sa tête à douille, *e*.

P Piston en bronze destiné à recevoir sur sa surface la pression de la colonne d'eau et à refouler le système des deux tiges et les ressorts tendus pour une pression inférieure.

c Tôle représentant une des parois latérales de la coque du sous-marin sur laquelle est rivé le cylindre du piston hydrostatique.

P′, piston hydrostatique en bronze glissant à frottements doux à l'intérieur du cylindre, il porte deux cannelures sur son pourtour. Il reçoit l'action de la pression de l'eau et l'étanchéité doit avoir lieu entre les parois du cylindre et sa couronne. Un robinet de purge, O, doit faire évacuer la faible quantité d'eau qui filtrerait et sert aussi au dégagement de l'air.

T′, T^2, tige du piston hydrostatique en deux parties, la première T′ est cylindrique jusqu'au renflement *r*, à partir duquel elle est carrée jusqu'à son emmanchement *e* avec la seconde partie. Elle traverse le trou carré du fond F du deuxième cylindre. La seconde partie est filetée et traverse un piston *p* par un trou taraudé où elle se visse. Ce piston à glissières reçoit l'attache au moyen de boulons, des quatre ressorts *r* qui sont destinés à régler l'immersion; plus loin, en sa partie *g′*, la tige est graduée et porte les chiffres qui expriment en mètres la tension des ressorts pour une profondeur correspondant au nombre indiqué. Un cylindre en forme de tube I, fixé sur le piston *p* à glissières et qui recouvre le filetage de la tige, sert d'index pour lire la graduation, par conséquent, indique pour quelle immersion les ressorts sont tendus.

r^1, r^2, r^3, r^4 sont quatre ressorts de la forme indiquée sur le plan. Leur force doit être calculée ou expérimentée de façon qu'elle se trouve en correspondance avec la graduation de la tige pour une tension indiquée et que cette force puisse être contrebalancée par celle qui agit sur le piston hydrostatique. Ce qui est d'ailleurs très facile à régler, même sans expérience de plongée à bord d'un sous-marin, en essayant les ressorts du dynamomètre; l'on verra que la force totale produite dans leurs différentes tensions doit correspondre à l'effort produit par la colonne d'eau agissant sur le piston hydrostatique ayant pour section la surface de ce piston (abstraction faite des frottements, qui devront être reconnus par expérience ou au dynamomètre, car ils ne doivent pas être négligés dans la graduation de l'appareil).

R, renflement exagéré pour recevoir le volant de manœuvre V pour la tension des ressorts.

V, volant de manœuvre destiné à tendre ou détendre les ressorts.

C, coussinets, supportant la tige dans sa seconde partie et offrant, par l'intermédiaire d'un support hexagonal, *s*, que traverse la tige, un poste de repos pour le volant, V, lorsqu'on s'en est servi, afin de diminuer le poids de l'appareil mobile.

T^2, la seconde partie de la tige du piston se termine par une douille pouvant recevoir la poignée cylindrique ou carrée du commutateur cylindrique en ébonite dans laquelle elle est maintenue par des vis.

C^0, cylindre en ébonite à manche fixé dans la douille de la tige du piston hydrostatique. Il porte sur son pourtour deux cercles en cuivre de 1^{cm} de largeur convenablement distancés. Leurs angles extérieurs sont arrondis pour favoriser leur glissement sur les lamelles qu'ils doivent mettre en communication.

C_a, demi-cylindre creux en ébonite pouvant recevoir exactement le cylindre C^0. Il porte à son intérieur (partie droite) deux larges lamelles en cuivre l, l' encastrées dans sa partie pleine en épousant sa forme intérieure, formant une partie droite avec l'ébonite, de façon que le cylindre muni de cercles puisse très bien glisser à frottements doux dans l'intérieur du demi-cylindre. Dans sa partie gauche, le demi-cylindre porte quatre lamelles a, a^1, a^2, a^3 semblablement encastrées; elles se trouvent en regard des grandes lamelles, l, l', pouvant communiquer séparément avec celles-ci par l'intermédiaire des cercles, mais jamais ensemble. Les extrémités de toutes ces lamelles sont séparées dans le demi-cylindre par un éloignement de 1^{cm} environ que garnit l'ébonite laissée à les effleurer. Dans leur partie haute elles communiquent : les grandes l, l' avec deux bornes sur lesquelles sont assujettis les fils conducteurs venant des accumulateurs, les petites a, a^3 avec quatre bornes dont les conducteurs des bornes (a, a^1) aboutissent à la commande électrique du moteur, et les bornes (a^2, a^3) avec des conducteurs allant directement au moteur. Un des fils est coupé par un interrupteur, H, destiné à couper le circuit lorsque les gouvernails ont l'inclinaison voulue pour faire remonter le sous-marin (voir *fig.* 1).

Fonctionnement. — Lorsque le commandant d'un sous-marin muni d'un appareil de ce genre aura décidé de faire une plongée, il consultera ses Cartes ou ses Plans pour prendre connaissance des plus hauts fonds sur lesquels il veut naviguer entre deux eaux et reconnaîtra qu'il peut, par exemple, naviguer sans danger d'échouage en se maintenant à une profondeur de 15^m par exemple. Si le piston hydrostatique se trouve placé à une hauteur de 1^m au-dessus de la quille, les ressorts devront être tendus pour la graduation de 14^m. Le commandant prendra le volant de manœuvre qui est au repos sur son support, le fera glisser sur la seconde partie de la tige correspondante jusqu'à le mettre à son poste de manœuvre, c'est-à-dire sur le renflement hexagonal, H, destiné à le recevoir, puis en agissant sur lui il ramènera l'index I sur la graduation indiquant le nombre de mètres demandé. Il remettra ensuite le volant à son poste. Le tout étant ainsi disposé, si le sous-marin, par suite d'inattention, vient à descendre à 17^m par exemple, la pression d'eau s'exerçant sur le piston hydrostatique vaincra la résistance des ressorts et refoulera sa tige de quelques centimètres à l'intérieur. (Les ressorts ainsi refoulés se tendent d'eux-mêmes et augmentent de résistance; il faut donc que la course soit faible et que la graduation soit faite en tenant compte de cette tension nouvelle qui peut ne pas dépasser $2^{cm},5$.) Le courant, auparavant, passait en arrivant à la borne de la lamelle, G, par cette lamelle, le cercle en cuivre du cylindre en ébonite en contact avec elle, puis la petite lamelle a et sa borne, le fil fixé dessus, la commande électrique du moteur, le moteur qu'il actionne dans un sens ou dans l'autre au moyen de la commande, puis revenait par celle-ci, son conducteur de retour, la lamelle, a^2, le

cercle en contact, puis la grande lamelle de retour, l', sa borne et le conducteur du pôle négatif des accumulateurs. Après le déplacement du commutateur, sous l'action du piston hydrostatique, les grandes lamelles, l, l' restant en contact avec les cercles, ceux-ci ont abandonné les petites lamelles a et a^2 et sont venus se mettre en contact avec a^1 et a^3 sur lesquelles sont fixés les conducteurs auxiliaires se rendant directement au moteur; c'est le nouveau circuit parcouru par le courant. Le moteur tourne de façon à faire incliner les gouvernails pour la montée du sous-marin, quand l'inclinaison est suffisante, un levier, l, actionne l'interrupteur H se trouvant sur l'un des conducteurs auxiliaires et coupe le circuit. Le sous-marin continue à monter; lorsqu'il est revenu à sa profondeur ordinaire, les ressorts refoulent le piston hydrostatique, sa tige et le commutateur, le second circuit est supprimé et le premier est rétabli, la commande électrique peut fonctionner jusqu'à une autre fausse manœuvre.

Nota. — Pour protéger le piston hydrostatique des oxydations, on pourra le recouvrir à l'aide d'un diaphragme élastique maintenu sur la coque à l'aide d'une couronne en métal fixée sur le pourtour de l'ouverture à la mer. Un petit robinet graisseur se trouvant sur le cylindre C' à l'intérieur du navire servira à faire pénétrer de l'huile sur sa couronne.

Les dimensions du piston seront indiquées par les ingénieurs; cependant, je fais remarquer qu'un piston ayant 1^{dm^2} de surface reçoit une différence de pression extérieure de 10^{kg} par mètre en plus ou en moins d'immersion, ce qui est très notable. Si l'on veut une grande sensibilité, on peut aller jusqu'à $1^{dm^2},5$, ce qui fera 15^{kg} par mètre, et cela sans avoir un orifice cylindrique de grand diamètre pouvant nuire à la solidité de la coque.

NOTE SUR LE « DREADNOUGHT »,

PAR M. HART,

Ingénieur attaché au service maritime de la Compagnie du Chemin de fer du Nord.

Établissement de l'avant-projet. — L'avant-projet du *Dreadnought* (l'Audacieux), commencé au cours de l'année 1904, ne fut achevé qu'après le dénouement de la guerre russo-japonaise. C'est-à-dire qu'il a profité des enseignements que l'Amirauté anglaise a cru pouvoir tirer de cette dernière.

L'étude du *Dreadnought* est donc à cet égard très intéressante.

L'Amirauté anglaise, comme beaucoup de ceux qui ont suivi les événements maritimes de la guerre, paraît avoir été frappée de l'importance que présente pour une flotte le tir efficace à grande distance qui permet de choisir le moment de l'action décisive en démoralisant au préalable l'adversaire si son artillerie, de portée efficace moins considérable, ne lui permet pas de riposter dans de bonnes conditions.

La conclusion naturelle qu'elle en a tirée est la nécessité d'avoir une artillerie à longue portée et à projectiles lourds conservant à grande distance une énergie suffisante pour percer les cuirasses et faire des dégâts énormes dans les œuvres mortes non cuirassées.

Comme d'autre part, en raison de la plus grande lenteur de tir des pièces de gros calibres, il était nécessaire d'avoir un nombre suffisant de celles-ci et une vitesse de marche permettant de choisir le moment de l'action et la position la plus favorable par rapport à l'adversaire, l'Amirauté fut amenée à augmenter le déplacement qu'elle fixa à 18000^{t} et la vitesse qui fut portée à 21^{n}.

Le choix de cette vitesse eut d'ailleurs pour corollaire l'adoption des turbines à vapeur comme machines motrices, celles-ci donnant, pour des vitesses supérieures à 18^{n}, une économie de vapeur sur les machines alternatives, ce qui permettait d'augmenter le rayon d'action (1).

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime : Essais des croiseurs anglais à turbines.* Année 1905.

Les turbines ont, de plus, l'avantage de se loger beaucoup plus facilement que les machines alternatives, et dans de meilleures conditions de fonctionnement, sous le pont cuirassé et de demander moins de personnel pour leur surveillance.

Ces idées, qui modifiaient complètement le point de vue envisagé jusque-là dans l'étude du navire de combat, ne furent pas sans soulever de nombreuses et ardentes discussions, notamment de la part du capitaine Mahan, de la Marine des États-Unis, qui leur opposa les conclusions suivantes :

1° Dans l'établissement des plans d'un navire de combat d'un certain déplacement, l'accroissement de la vitesse même dans des limites raisonnables entraîne une augmentation de poids qui ne justifie pas la réduction qu'il faut faire subir à l'artillerie dont on diminue la puissance ;

2° La substitution de lourds canons en tourelles, comme ceux de 305^{mm}, au même poids de canons de calibres intermédiaires n'est pas justifiée davantage et la construction de navires de combat à grosse artillerie très développée est une erreur;

3° Étant données les limites nécessaires des dépenses, les nécessités auxquelles doit faire face le navire et la responsabilité étendue qui lui incombe, il n'est pas possible d'augmenter les dimensions des navires qui sont encore à l'état de projets.

L'Amirauté anglaise n'avait point été sans peser ces arguments; mais, quelque valeur qu'ils aient, ils ne lui avaient pas paru suffisants pour lui faire changer son point de vue, aussi donna-t-elle à sir Philipp Watts, constructeur en chef de la Marine Royale, la mission délicate d'établir le projet détaillé définitif du nouveau navire qui s'écartait de tout ce qui avait été construit jusque-là.

Plans définitifs. — Les plans définitifs furent prêts au commencement de 1905.

Ils comportent une ceinture cuirassée de bout en bout, mais s'amincissant aux extrémités du navire ainsi qu'au can inférieur et au can supérieur. Cette cuirasse règne sur toute la hauteur de l'entrepont séparant le pont cuirassé et le pont placé au-dessus. Dans la partie centrale, elle s'élève jusqu'à la base des tourelles latérales.

L'artillerie comprend 10 pièces de 304^{mm},8 réparties par paires, dans cinq tourelles disposées, trois dans l'axe du navire et une de chaque bord entre la première et la seconde tourelle axiale et 27 pièces de 76^{mm} à tir rapide, mais d'un type plus puissant que celui actuellement en service pour la défense contre les torpilleurs et les sous-marins.

Construction. — Avant même l'achèvement de tous les plans, on commença à passer les marchés pour la fourniture des matières, pièces, organes et appareils divers à demander à l'industrie, si bien que, lorsque, le 2 octobre 1905,

on mit sur cale la première pièce de quille à l'arsenal de Portsmouth, on disposait d'à peu près toutes les matières nécessaires pour la construction sur cale avant le lancement, les matières nécessaires pour l'achèvement à flot devant arriver à des dates qui permettaient au besoin de gagner du temps sur la durée de la construction prévue.

Ces mesures expliquent la rapidité des travaux, rapidité qui permit de lancer, le 10 février 1906, soit 4 mois et 8 jours après la mise en place de la première pièce de quille, le navire dont le poids dépassait alors 5000^{t}.

L'achèvement fut, grâce aux mêmes mesures, mené aussi rapidement et, le 1er octobre 1906, soit 1 an moins 1 jour exactement après le commencement de la construction, le navire sortait du bassin pour commencer ses essais.

Ces essais, sur les résultats desquels nous reviendrons plus loin, commencèrent le jour même de la sortie du bassin. Ils étaient terminés le 28 octobre après avoir suivi le programme ci-après :

1er *et* 2 *octobre.* — Sorties préliminaires d'essai pour le fonctionnement des turbines, la régulation des compas et autres préparatifs pour les essais définitifs.

3 *octobre.* — Essai de 30 heures au cinquième de la puissance maxima.

4 *octobre.* — Essais progressifs à puissances croissantes avec les turbines de croisière.

6 *octobre.* — Essai de 30 heures aux $\frac{7}{10}$ de la puissance maxima. Cet essai a été terminé le 7.

9 *octobre.* — Essai de 8 heures à toute puissance.

Après des essais de giration et de marche arrière, il y eut dans les essais une interruption, nécessaire pour la mise en état du navire en vue des essais d'artillerie. Il fallut notamment débarquer les énormes caisses jaugées, installées sur le pont supérieur en arrière de la tourelle arrière qui avaient servi pour les essais de consommation et de vaporisation et remettre en l'état définitif la tuyauterie modifiée en vue de l'emploi de ces caisses.

Les essais d'artillerie commencèrent le 22 octobre par des tirs individuels des différentes pièces pour examiner si le souffle des pièces dans certaines positions ne gênait pas les servants des tourelles voisines. Ils se terminèrent le 26 par un tir en bordée par côté comprenant 8 pièces de 304^{mm},8 qui tirèrent simultanément mais alternativement par tribord et par bâbord. On fit également un tir avec 6 pièces de 304^{mm},8 en chasse.

Le navire fut ensuite mis en service provisoire et rattaché à l'escadre de la Manche.

Rapidité de la construction et des essais. — La rapidité de la construction et la suite non interrompue des essais sont dignes de remarque, puisque le navire a été disponible 1 an et 27 jours après le commencement de sa con-

struction, ce qui représente un gain de 1 mois et demi sur la durée, cependant très courte, qui avait été prévue.

Ces résultats dénotent une organisation vraiment industrielle des travaux.

Sans doute, les pièces et matières avaient été approvisionnées à l'avance et l'aide de la puissante industrie anglaise est indispensable pour expliquer la brièveté de la construction et des essais.

Cette brièveté mérite cependant la plus grande attention si on la rapproche des errements suivis dans les autres marines.

Elle constitue pour la Marine anglaise un avantage qui équivaut à une énorme augmentation de puissance et il y aurait tout bénéfice à employer le même système qui rendrait les navires en construction disponibles plus rapidement.

Il est bien évident que le résultat obtenu ne pouvait l'être simultanément pour tous les navires en construction et que l'avancement du *Dreadnought* a dû être acheté par quelques retards dans les autres constructions des arsenaux anglais, mais la puissance industrielle de l'Angleterre et l'excellente organisation de ses arsenaux les ont réduits au minimum, et, sans aller aussi loin que pour le *Dreadnought* dont l'essai rapide présentait un intérêt considérable au point de vue de la marche des constructions futures, l'Amirauté anglaise vient de donner un exemple dont il est urgent de s'inspirer dans la mesure du possible.

Caractéristiques du Dreadnought. — Les caractéristiques du *Dreadnought* sont les suivantes :

Longueur hors tout	$L_t =$	$158^m,49$
Longueur entre perpendiculaires	$L_p =$	$149^m,35$
Largeur au fort	$l =$	$24^m,995$
Tirant d'eau moyen	$T =$	$8^m,077$
Déplacement prévu	$D =$	17900^{tx}
Puissance prévue		23000^{ch}
Vitesse prévue		21^n
Rapport du volume de carène au parallélépipède circonscrit		0,581
Surface immergée du maître-couple (approximat. $0,86\,lT$)		$173^{m^2},6$
Coefficient de finesse $\frac{1,026B^2L - D}{1,026B^6}$		3,630
Coefficient de l'Amirauté anglaise pour 21^n		263,14
Coefficient d'utilisation français »		6,41

On remarquera que le rapport du volume de carène au parallélépipède circonscrit est un peu moins élevé que pour les cuirassés de la classe du *Nelson* (environ 0,581 au lieu de 0,649). Cela tient à ce que la longueur a été portée de 125^m à $149^m,35$ tandis que la surface immergée du maître-couple B^2 restait presque la même malgré une augmentation de largeur de $0^m,835$ par suite de la réduction du tirant d'eau. Ces modifications de caractéristiques correspondent bien d'ailleurs à l'accroissement de vitesse demandé, 3^n.

Elles expliquent la valeur du coefficient de finesse ainsi que celles des coefficients d'utilisation.

Comme on le verra plus loin, la vitesse prévue a d'ailleurs été dépassée de 0,25 si l'on considère la vitesse moyenne et de 0,78 si l'on considère la vitesse maximum réalisée.

Les caractéristiques du *Dreadnought* se rapprochent beaucoup, tant pour la carène que pour l'armement, mais non pour la disposition de ce dernier, du projet indiqué dès 1903 par l'éminent ingénieur Vittorio Cuniberti, de la Marine italienne (1), qui comportait les données suivantes :

Longueur hors tout		$159^{m},06$
Largeur au fort		$25^{m},01$
Tirant d'eau moyen		$8^{m},47$
Déplacement	environ	17000^{t}
Grosse artillerie	12 canons de	305^{mm}
Épaisseur maxima de cuirasse		$304^{mm},8$
Vitesse		$21^{n},5$

M. Cuniberti indiquait même 24 nœuds comme vitesse désirable en exprimant, avec raison, des doutes sur la possibilité de sa réalisation étant donné le tonnage indiqué.

L'Amirauté Anglaise s'est, on le sait, fortement inspirée des idées de Cuniberti, qui d'ailleurs avait intitulé son projet *Ideal battleship for the British flect.*

Dispositions générales. — La planche I donne les dispositions générales du *Dreadnought.*

L'avant a gardé à peu près la même forme que celui des cuirassés précédents. Toutefois, comme le navire n'est pas destiné à combattre par choc, l'éperon a été supprimé, mais la disposition de l'étrave est restée à peu près la même, sauf que la pointe de l'éperon est assez largement arrondie.

Quant à l'arrière, sa forme, si elle rappelle dans les hauts les formes des cuirassés précédents, elle est complètement différente en ce qui touche la partie immergée.

La présence de quatre arbres de propulseurs et la nécessité de protéger les hélices ont conduit à élargir les lignes d'eau d'arrière dans le voisinage de la flottaison, de sorte qu'à l'arrière des propulseurs se trouve une voûte presque absolument plate, qui a l'avantage d'augmenter leur utilisation. Cette voûte est assez longue et porte les dispositifs nécessaires pour l'installation de deux gouvernails parallèles écartés de $3^{m},050$ de l'axe du navire et placés presque en face des propulseurs intérieurs.

Cette disposition a eu pour but de faciliter les évolutions et de rendre le

(1) Voir *Fighting Ships* de JANE, année 1903.

navire plus sensible à l'action des gouvernails en doublant la surface dont on pouvait facilement disposer sans soumettre les mèches à des efforts trop considérables. La position relative des propulseurs intérieurs et des gouvernails vient encore améliorer l'action de ces derniers.

Le massif d'arrière est complètement supprimé ; à l'avant le bas du brion est aussi fortement réduit, conformément à la pratique de la marine anglaise. La réduction du plan de dérive à l'avant et à l'arrière, tout en diminuant la résistance au frottement, a également contribué à faciliter les évolutions, la longueur du navire restant suffisante pour assurer dans de bonnes conditions la stabilité de route.

Pour compléter les mesures prises en vue de la manœuvrabilité d'une masse aussi considérable, les deux gouvernails sont indépendants l'un de l'autre et peuvent ainsi maintenir facilement la route en cas de différence un peu prononcée du nombre de tours des propulseurs placés de chaque bord.

Les dispositions intérieures du navire ont été étudiées de manière à localiser l'effet d'une avarie de coque. A cet effet, les cloisons étanches montent jusqu'au pont placé au-dessus du pont cuirassé, c'est-à-dire sensiblement au-dessus de la flottaison. Elles ne sont percées d'aucune ouverture, de sorte que, pour communiquer d'un compartiment à l'autre, il faut remonter sur le pont au-dessus du pont cuirassé. Comme ces montées répétées auraient pu présenter des inconvénients, chaque compartiment formé par deux cloisons étanches complètes a été muni de monte-charges et d'ascenseurs.

L'installation des soutes à munitions, qui doit correspondre à celle de l'artillerie, n'a pas été sans présenter de grosses difficultés étant donné le compartimentage transversal.

Celles correspondant aux tourelles extrêmes avant et arrière placées en dehors de la longueur de 42^{m} environ nécessitée par les machines et chaufferies étaient relativement faciles à placer, mais celles correspondant aux tourelles intermédiaires placées soit entre des chaufferies, soit entre les chaufferies et la chambre des machines, ont nécessité des précautions tout à fait spéciales en raison des températures relativement élevées qui les entouraient, températures qui pouvaient amener la décomposition des poudres progressives nouvelles et les rendre instables ou brisantes.

Des dispositions ont été prises pour que les pièces d'artillerie de chaque tourelle puissent au besoin recevoir leurs munitions d'une autre soute que celle qui leur correspond ; il ne semble pas toutefois que cette précaution s'applique indistinctement à toutes les tourelles ; elles seraient divisées en deux groupes, ce qui présente déjà un avantage sérieux.

Les logements des officiers de l'équipage sont disposés d'une manière tout à fait différente de ce qui avait été fait jusqu'à présent et placés sur l'avant du navire jusqu'au travers de la première cheminée.

L'équipage est logé, ainsi que les officiers mariniers, dans l'entrepont

placé sous le pont des tourelles latérales, et l'État-Major dans les superstructures placées sur ce pont.

L'Amiral est logé à tribord et dispose, comme balcon, de la coursive formée, à l'avant de la tourelle latérale tribord, par l'échancrure nécessitée dans le gaillard d'avant par le tir en chasse de cette tourelle. Les autres officiers disposent symétriquement de la coursive bâbord. On a vu dans cette disposition l'avantage de rapprocher l'Etat-major de la passerelle de navigation d'où partent tous les ordres. L'Amiral peut ainsi surveiller plus facilement que de l'arrière la marche du navire. Par contre, il est très probable que les logements seront moins confortables qu'à l'arrière en raison de la vivacité plus grande des mouvements du navire dans cette région.

Le franc-bord du pont, supportant les tourelles autres que celle d'avant, est d'environ 6^{m},000. Celui du gaillard d'avant atteint 8^{m},530.

Toutes les embarcations, destinées d'ailleurs à être mises à l'eau en cas de combat, sont groupées autour de la cheminée avant ou sur une passerelle reliant les deux cheminées. Elles sont manœuvrées par un mât de charge articulé sur le mât d'avant.

La mâture a été aussi réduite que possible de manière à diminuer la résistance à la marche; de plus, pour supprimer l'inconvénient des haubans qui viennent gêner le tir, elle est du système tripode qui a déjà été employé il y a une trentaine d'années sur le *Captain* et le *Royal Sovereign*.

Le mât d'avant, qui seul a une certaine hauteur, porte dans sa hune, assez vaste, le poste de télégraphie sans fil. Le faible diamètre relatif des trois espars creux qui le composent, réduit au minimum les chances d'avaries de combat qui pourraient empêcher le fonctionnement de ce poste.

Des échelles disposées dans les espars, qui d'ailleurs peuvent également servir à la ventilation, permettent l'accès facile de la hune.

Le mât d'arrière est très court, bien que sa hune soit presque aussi développée que celle du mât d'avant. Il porte, à une hauteur un peu supérieure à celle du dessus des tourelles d'arrière, un projecteur disposé sur une plateforme, lui permettant de s'orienter dans tous les sens.

Il y a deux cheminées inégales correspondant à deux groupes de chaufferies de différentes puissances. La cheminée d'avant est la plus grosse. Pour réduire la résistance à la marche elle a la même dimension transversale que celle d'arrière. Seule, sa dimension longitudinale est plus considérable. En avant de la cheminée d'avant et au-dessus de la tourelle du gaillard avant se trouve le blockhaus du commandant, surmonté lui-même de la plateforme de navigation, qui se trouve ainsi à plus de 18^{m},000 au-dessus de la flottaison.

Un autre blockhaus auxiliaire est disposé un peu en avant de la seconde cheminée, entre les prises d'air des chaufferies.

Disposition de l'artillerie. — La disposition de la grosse artillerie est tout à fait caractéristique; elle a été étudiée pour permettre le tir de 8 pièces

de 304^{mm},8 de chaque bord, de 6 pièces en chasse et de 6 pièces en retraite.

Pour ce dernier tir, il est nécessaire que l'axe des pièces de la deuxième tourelle axiale en partant de l'arrière soit amené à être parallèle à l'axe du navire. Un dispositif ne permet pas le tir des tourelles latérales sur l'arrière tant qu'il n'en est pas ainsi.

La tourelle avant, disposée sur les superstructures du gaillard, a une hauteur de commandement de 10^{m},650 environ, son champ de tir est de 135° de chaque bord, soit 270° en tout, grâce aux pans coupés des superstructures placées sous la chambre de navigation.

Les tourelles latérales placées à environ 30^{m} en arrière de la tourelle avant ont, comme les tourelles suivantes, un commandement de 6^{m},500 environ. Leur champ de tir est de 185°, avec les réserves indiquées plus haut. Si les pièces de la seconde tourelle, en partant de l'arrière, sont elles-mêmes en action, le champ de tir des tourelles latérales est limité par un angle de 130° à partir de l'avant.

Le tir en chasse des tourelles latérales est assuré par de fortes échancrures pratiquées dans les superstructures du gaillard d'avant qui permettent le tir parallèlement à l'axe du navire.

La tourelle intermédiaire, installée dans l'axe du navire entre les superstructures de la cheminée arrière et le mât d'arrière, a un champ de tir de 90° de chaque bord, mais les pièces peuvent tirer soit d'un bord, soit de l'autre.

Enfin la tourelle arrière, également disposée dans l'axe du navire, a le même champ de tir (270°) sur l'arrière, que la tourelle avant sur l'avant.

Les pièces de 304^{mm},8 marque XI tirent un obus de 385^{kg}, c'est-à-dire 16 pour 100 environ de plus que le projectile français, type 1893-1896, le dernier en usage, à une vitesse initiale qui, d'après les renseignements recueillis, serait de 884^{m}, tandis que celle du projectile français serait de 874^{m}.

L'énergie à la bouche serait donc de 15334 tonnes-mètres pour les pièces anglaises et de 12887 tonnes-mètres, soit 18 pour 100 en moins, pour la pièce française d'un type déjà ancien. Il y aurait donc urgence à remplacer cette dernière par un type plus moderne, d'autant plus que le projectile anglais plus lourd conservera mieux sa vitesse et par suite son efficacité à longue distance.

L'énergie totale à la bouche disponible sur le *Dreadnought* sera donc de 122672 tonnes-mètres de chaque bord et de 92004 tonnes-mètres pour le tir en chasse et retraite.

Le navire est donc doté d'un armement supérieur aux autres cuirassés existants, armement qui sera pour lui un avantage tactique considérable.

La petite artillerie contre les torpilleurs et sous-marins comprend 27 pièces de 76^{mm} tirant un projectile du poids de 8^{kg},160, c'est-à-dire plus lourd que celui du type précédent de même calibre qui ne pesait que 5^{kg},440.

Sa répartition est la suivante :

Chacune des tourelles placées dans l'axe du navire porte une pièce de 76^{mm} à tir rapide pouvant s'orienter indépendamment de la tourelle elle-même. Les deux tourelles latérales portent chacune deux de ces pièces. D'autres pièces de petit calibre sont disposées dans les superstructures. Quatre sont disposées en deux étages sur les pans coupés avant des superstructures, les deux plus hautes pouvant tirer par-dessus la tourelle avant; quatre autres sont réparties des deux bords sur les superstructures latérales de la cheminée avant.

Le restant est réparti sous les superstructures du gaillard d'avant et à l'arrière sous le pont supportant les tourelles.

Les pièces disposées sur le dessus des tourelles ont un vaste commandement et un champ de tir étendu indispensable pour le rôle qu'elles ont à jouer; par contre, elles paraissent bien exposées, puisque le feu dirigé sur les tourelles les atteindra presque sûrement.

La disposition des tourelles a l'avantage, comme on l'a vérifié pendant les essais de tir, d'éviter que les servants d'une tourelle soient trop incommodés par le souffle et les gaz de la combustion des pièces d'une tourelle voisine.

Les affûts et dispositifs de chargement des pièces ont été construits par la maison Vickers and sons et Maxim et par la maison Armstrong Withworth. Ils présentent, paraît-il, certains perfectionnements qui sont gardés secrets.

Tubes lance-torpilles. — Des tubes lance-torpilles sous-marins sont installés sur les côtés et à l'arrière.

Protection. — La protection comprend une ceinture cuirassée descendant à environ 0^{m},700 au-dessous de la flottaison et s'élevant jusqu'au pont placé au-dessus du pont cuirassé. Cette ceinture est plus basse à l'arrière sur 15 pour 100 de la longueur totale.

La hauteur en cette partie est d'environ 1^{m},750. Sur le restant de la longueur, elle est de 2^{m},10 environ, sauf par le travers des tourelles latérales où elle monte jusqu'au pont supérieur.

Son épaisseur est de 279^{mm} au milieu à la flottaison. Cette épaisseur se réduit à 152^{mm} à l'avant et à 101^{mm} à l'arrière.

L'épaisseur de la ceinture décroît également à partir de la flottaison, d'une part jusqu'au can inférieur immergé et de l'autre au can supérieur de la cirure.

L'examen des photographies prises au moment du lancement fait voir que cette ceinture descend beaucoup moins bas qu'on ne l'a publié. Elle eût eu alors un poids exagéré.

La protection jusqu'au pont supérieur est complétée à l'avant par une cuirasse légère de 150^{mm} d'épaisseur et par un pont cuirassé placé à la flottaison et ayant une épaisseur qui varie entre 44^{mm} et 70^{mm}.

Enfin des filets Bullivant protègent le navire contre les torpilles.

Les tourelles sont de forme polygonale de manière à ne nécessiter que l'emploi de plaques planes plus faciles à usiner et qui ne présentent aux coups que des surfaces obliques facilitant les ricochets. La forme du dessus des tourelles assez fortement incliné montre la préoccupation de faire passer par-dessus les superstructures les ricochets des coups qui viendraient les frapper.

Les cuirasses des tourelles ont 279^{mm} dans les parties verticales et 203^{mm} dans les parties horizontales.

Le blockhaus du commandant est également cuirassé à 279^{mm} et, pour éviter l'entrée des projectiles ou de leurs éclats, on y pénètre par une trappe inférieure et non par l'arrière comme à l'ordinaire.

Le cuirassement du blokhaus d'arrière est un peu plus faible, il n'a que 203^{mm} d'épaisseur.

Enfin, le pont cuirassé, qui ne présente aucune saillie — les turbines se logeant complètement au-dessous de la flottaison — a une épaisseur variable de 44^{mm} à 90^{mm}. Il est horizontal, sauf sur les bords, où il rejoint le can inférieur de la ceinture. Il s'étend de bout en bout.

Appareil évaporatoire. — L'appareil évaporatoire comprend 18 chaudières Babcox et Wilcox timbrées à 17^{kg},500 et disposées dans des chambres de chauffe transversales. C'est une disposition tout à fait analogue à celle employée sur le *Duc-d'Édimbourg,* cuirassé développant à peu près la même puissance. Toutefois, contrairement à ce qui existe sur ce dernier, il n'y a aucune chaudière cylindrique sur le *Dreadnought.*

Par contre, chaque chaudière présente un plus grand nombre d'éléments vaporisateurs et une plus grande surface de grille.

La surface de grille est de 145$^{m^2}$. Elle est donc très largement calculée puisque à toute puissance elle ne correspond qu'à une combustion de 175^{kg} par mètre carré et par heure.

Comme la largeur du navire est variable dans les diverses chambres de chauffe, le nombre d'éléments vaporisateurs que renferme chacune d'elles est également variable, de manière à utiliser toute la place disponible transversalement. Le nombre de tubes par élément et leur diamètre sont également variables et par suite aussi l'espace qu'occupe l'élément considéré.

Le diamètre des tubes varie, suivant les éléments et l'emplacement qu'occupe le tube dans chacun d'eux, de 45^{mm} à 100^{mm}.

Cette diversité dans le diamètre des tubes et par suite dans les accessoires doit être un inconvénient et amener pas mal de complications, mais on a cru devoir passer par-dessus pour utiliser, au mieux de la production, tout l'emplacement disponible, sans trop allonger l'espace occupé par les chaufferies.

La surface totale de chauffe est de $515o^{m^2}$, ce qui correspond à un rapport de $\frac{S_c}{S_g} = 35,5$, qui est plus grand qu'à l'ordinaire. Ce rapport fait voir qu'on a cherché à utiliser le mieux possible la chaleur des gaz chauds, de manière à diminuer encore dans la mesure du possible l'espace occupé par les chaufferies.

A toute allure, la vaporisation correspond à 34^{kg} par mètre carré de chauffe et à 1210^{m^2} par mètre carré de surface de grille.

Pendant un essai d'une durée de 8 heures, mais non à toute allure, la vaporisation a correspondu à $33^{kg},900$ par mètre carré de surface de chauffe et à une vaporisation par kilogramme de combustible de $10^{kg},190$.

Les gaz chauds de la combustion sont évacués dans deux cheminées, de section inégale, correspondant aux groupes de chaudières qu'elles desservent. Leur section est formée de deux demi-cercles, de même diamètre pour les deux cheminées, reliés par des parties droites de longueur variable dans le sens longitudinal.

La hauteur des cheminées au-dessus des grilles est de $25^m,900$.

La chauffe a lieu en vase clos; elle est assurée par des ventilateurs dont les prises d'air sont dans les superstructures à l'avant de la seconde cheminée, de part et d'autre du blockhaus arrière.

Le tirage forcé a été employé d'une manière normale pour éviter, en cas de combat, les inconvénients causés par les avaries dans la partie extérieure des cheminées, avaries qui coupent le tirage et ne permettent plus au navire de fournir sa vitesse normale.

Il faut cependant noter que, si les avaries se produisaient dans la partie des cheminées placées dans les superstructures et les œuvres mortes, on risquerait d'y refouler les gaz délétères et de les rendre rapidement inhabitables.

Cette hypothèse a d'ailleurs peu de chances de se produire, les cheminées étant protégées jusqu'au pont des tourelles par le cuirassement vertical qui va dans cette région jusqu'à la base des tourelles latérales.

Les chambres de chauffe sont munies d'extracteurs d'escarbilles à air comprimé du système Stone, dont la planche II donne la disposition.

Chaque appareil se compose d'un compresseur d'air et d'un appareil d'extraction d'escarbilles qui les projette sous le navire et dans l'axe de celui-ci de manière à éviter autant que possible l'engorgement par les escarbilles des diverses prises d'eau qui d'ailleurs sont généralement disposées sur les côtés du navire.

L'air comprimé projette les escarbilles à une certaine distance en dessous de la carène et avant qu'elles soient venues, en remontant, se coller sur cette dernière, les prises d'eau sont dépassées par suite de la progression du navire.

Cet appareil est peu volumineux relativement et paraît moins encombrant que ceux employés jusqu'ici.

Appareil moteur. — L'appareil moteur dont la planche III donne la disposition schématique est constitué par deux séries symétriques de turbines de marche avant et arrière et d'une série de turbines de croisière pour la marche à faible puissance.

Ces turbines ont été construites, partie par la maison Vickers and sons et Maxim, et partie par la Parsons Turbine C° de Walsend on Tyne.

Comme les turbines occupent toute la largeur disponible du navire, les condenseurs CT et CB sont disposés à l'arrière des turbines, les pompes de circulation PC sont installées en abord et les pompes à air PA réparties à l'arrière des condenseurs.

Les turbines sont disposées deux à deux sur quatre arbres parallèles.

L'arbre tribord intérieur est commandé par une turbine HP de croisière et une turbine BP de marche avant, qui renferme dans son enveloppe, conformément à la pratique courante, une turbine de marche arrière.

L'arbre bâbord intérieur est commandé par une autre turbine HP de croisière et une turbine BP.

L'arbre tribord extérieur est commandé par une turbine HP de marche avant ou une turbine HP de marche arrière.

L'arbre bâbord extérieur est commandé d'une manière absolument symétrique.

Aux essais, la puissance maximum développée, mesurée au torsiomètre, a été, à toute vitesse, de plus de 25000^{chx} effectifs, répartis, il est vrai, inégalement sur les différents arbres.

Les groupes de turbines sont répartis dans deux chambres distinctes séparées par une cloison longitudinale, ils sont absolument symétriques, de manière à assurer entre les deux bords une répartition de puissance aussi égale que possible.

Chacun des groupes de marche avant comprend une turbine de marche à haute pression (1 T ou 1 B) évacuant sa vapeur par le tuyau (1-2) dans la turbine à basse pression (2 T ou 2 B).

Les séries de turbines de marche arrière cemportent chacune une turbine à haute pression (1'T ou 1'B) complètement isolée, évacuant sa vapeur dans une turbine à basse pression de marche arrière (2'T ou 2'B) montée dans la même enveloppe que la turbine BP de marche avant.

Enfin, chaque série comporte une turbine HP de croisière, plus petite que la turbine HP de marche (*voir* 1 C et 2 C) pouvant servir de turbine d'admission et évacuant sa vapeur dans la turbine HP de marche avant correspondante, d'où elle se rend à la turbine BP montée en série et de là au condenseur.

Les diamètres moyens des rotors des diverses turbines, qui sont calculés pour une vitesse normale de 400 tours, et leurs longueurs sont les suivants :

	Diamètre moyen du rotor.	Longueur.
	m	m
Turbine de croisière.....	1,727	2,600
» de marche avant HP....	1,727	2,630
» » BP....	2,337	1,981
» de marche arrière HP...	1,727	1,257

Le poids des rotors correspondant à chaque arbre est d'environ 32 tonnes,

Des valves d'arrêt *a*, *b*, *c* permettent de régler le chemin suivi par la vapeur et de faire varier la vitesse à l'aide des diverses combinaisons suivantes :

Grande vitesse : marche avant.....	1T-2T, 1B-2B
Moyenne vitesse : marche avant.....	1C-1T-2T, 2C-1B-2B
Marche arrière.....	1'T-2'T, 1'B-2'B

Ces combinaisons, jointes aux variations possibles dans la pression d'admission de chacune des turbines de marche avant HP et de croisière, permettent de régler la marche à la vitesse demandée, tout en admettant toujours dans les turbines symétriques des deux bords, ce qui a son importance au point de vue de la répartition de la puissance des deux bords, et aussi de la stabilité de route sans barre. Par contre, certaines d'entre elles ont l'inconvénient de ne pas permettre l'utilisation, de chaque bord, de vapeur à la même température et à la même pression, d'où certaines différences de puissance et de vitesse de rotation constatées au cours des essais.

Pour la marche à grande vitesse on a retrouvé sur le *Dreadnought* l'avantage déjà constaté sur l'*Amethyst* (1), c'est-à-dire une augmentation de vitesse sensible par rapport aux machines alternatives de même poids par cheval, à égalité de consommation et, par suite, un accroissement du rayon d'action du navire.

Il faut ajouter que le personnel de surveillance nécessaire dans la chambre des machines est moins nombreux que pour des machines alternatives de même puissance, ainsi que cela avait déjà été constaté dans les installations précédentes.

Les appareils de condensation comprennent deux condenseurs d'une surface refroidissante totale de 2620$^{m^2}$ dotés de pompes à air sec et à air humide, et un condenseur auxiliaire de 560$^{m^2}$ de surface refroidissante. La section de la tubulure d'échappement des turbines BP aux condenseurs est de 4$^{m^2}$,45.

Rayon d'action. — Les soutes à combustible peuvent recevoir un approvisionnement total de 2700 tonnes, ce qui correspond à un rayon d'action de 5800 milles à vitesse économique et à 3500 milles à la vitesse de 18^{n},5.

---

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime : Essais des croiseurs anglais à turbines*. Année 1900.

Propulseurs. — Chaque arbre ne porte qu'un propulseur. Les deux hélices intérieures sont dans le même plan transversal et les deux hélices extérieures dans un autre plan transversal légèrement en avant du premier.

Tous les propulseurs sont supradivergents, c'est-à-dire que ceux de tribord tournent dans le sens des aiguilles d'une montre et ceux de bâbord en sens inverse.

Les quatre propulseurs ont même diamètre $\Delta = 2,692$ et un pas $H = 2^m,553$, ce qui donne un rapport $\frac{H}{\Delta} = 0,948$.

Les hélices intérieures fonctionnent sous la longue voûte formée par l'arrière, et celles extérieures, bien que moins favorablement placées, puisqu'elles sont au tournant des bouchains de la section transversale, passant par leur plan, sont assez éloignées de la coque pour recevoir librement les filets d'eau relativement peu troublés par l'action de la carène, et assez immergées pour que leur rendement soit satisfaisant.

Les hélices intérieures ont l'extrémité de l'aile dans sa position la plus haute à environ $4^m,300$ de la flottaison. Pour les hélices extérieures cette distance n'est que de $3^m,700$ environ. Dans ces conditions, les chances d'émersion sont très faibles, étant donnée la longueur du navire.

Le rapport de la surface projetée des ailes à celle du cercle circonscrit est d'environ 0,56 comme dans les dernières installations.

La forme de l'arrière (*fig.* 2) et la disposition des deux gouvernails font que ceux-ci reçoivent le courant d'eau rejetée sur l'arrière par les hélices intérieures, ce qui facilite beaucoup les manœuvres, ainsi qu'on a pu le constater pendant les essais.

La répartition de la puissance totale entre quatre arbres a permis de ne donner à ceux-ci que des dimensions réduites, puisqu'ils n'ont guère à transmettre que 6000^{chx} à 7000^{chx} et que les hélices sont de diamètre relativement faible et fortement immergées. En fait, la plus grande puissance transmise par un des arbres, pendant l'essai à 25000^{chx}, a été de 7500^{chx}.

Ces arbres, percés, ont un diamètre extérieur de 266^{mm}. Le diamètre du trou est de 158^{mm}.

L'essai à grande vitesse, exécuté par forte mer debout et grosse brise Sud-Ouest, a montré qu'en fait les chances d'émersion des propulseurs étaient à peu près nulles et la vitesse de rotation régulière, ce qui réduit beaucoup la fatigue des arbres.

Résultats des essais. — Les divers essais du *Dreadnought* ont été, ainsi qu'il a déjà été dit, exécutés très rapidement. Le navire s'est bien comporté à la mer, ainsi qu'on a pu le constater lors de l'essai de 8 heures à grande allure, qui a eu lieu avec très grosse mer debout et forte brise. Les tirs d'artillerie ont été bien supportés sans incidents, malgré les violents efforts développés sur la coque lors du tir simultané de 8 pièces, de $304^{mm},8$ d'un bord.

Essais des appareils moteurs et propulseurs. — Les essais de giration ont, paraît-il, bien réussi, mais la marche en arrière et surtout l'arrêt en marche avant à une certaine vitesse ont peut-être été un peu lents, en raison de la masse du navire, du diamètre des propulseurs et aussi du faible développement des turbines de marche arrière par rapport à celles de marche avant.

Les Tableaux I, II et III donnent les principaux chiffres relevés au cours de ces essais en ce qui concerne les chaudières et l'appareil moteur. Ces chiffres seront plus loin étudiés en détail afin de tirer un enseignement des conditions d'établissement du nouveau type de navire de combat anglais, en vue des constructions futures.

Essais d'artillerie. — Les essais d'artillerie exécutés le 22 octobre ont commencé par des tirs individuels d'artillerie des diverses tourelles, afin de se rendre compte des effets de souffle sur les superstructures et aussi sur les servants des pièces des autres tourelles.

Ces essais furent satisfaisants; les effets de souffle furent nuls, tant sur le personnel que sur le matériel.

Des tirs à diverses inclinaisons, pour essayer les affûts, montrent que les efforts les plus considérables étaient développés lors du tir horizontal ou mieux encore avec un léger angle négatif. Les affûts hydrauliques se comportèrent bien et il n'y eut pas d'incident.

Les essais se terminèrent par le tir simultané de 8 pièces d'un bord qui fut exécuté sans incident, mais donna au navire un léger roulis, puis par un tir en chasse avec 6 pièces tirant ensemble, tir qui ne donna également lieu à aucun incident.

Ces tirs, qui correspondaient à une énergie totale à la bouche de 122762^{tm} (tonnes-mètres) dans le premier cas, et de 92004^{tm} dans le second, sont certainement les tirs les plus durs qu'ait supportés un navire.

Prix. — Le prix du *Dreadnought*, grâce à l'économie qui a présidé à sa construction, et aussi à la rapidité de celle-ci, ne dépasse que de peu celui des cuirassés de la classe *Lord Nelson*, bien qu'ils ne déplacent que 16500 tonneaux, n'aient qu'un armement moins puissant et une vitesse de 18 nœuds seulement.

Il est presque le même que celui des grands croiseurs cuirassés *Inflexible, Invincible, Indomitable,* encore en construction, qui, s'ils auront une vitesse supérieure, 25 nœuds, n'ont qu'une protection plus faible et seulement 8 pièces de $304^{m},8$ avec un déplacement de 17250 tonneaux.

Ces derniers reviendront, en effet, à 43286400^{fr}, alors que le *Dreadnought* coûte 44937425^{fr}, mais il est sensiblement plus puissant.

Discussion des résultats d'essais des appareils moteurs et propulseurs. — Si l'on examine les Tableaux I et II, ce qui frappe au premier abord est l'inégale répartition de la puissance transmise entre les arbres extérieurs commandés

par les turbines HP et les arbres intérieurs commandés par les turbines BP.

Conformément à ce qu'on avait remarqué jusqu'ici, ce sont les turbines BP, qui ont tourné le plus vite; mais, par suite des positions respectives des propulseurs commandés, la différence constatée a été plus considérable qu'à l'ordinaire.

Répartition de la puissance entre les différents arbres. — Le Tableau IV donne la répartition de la puissance totale transmise entre les arbres intérieurs et extérieurs, ainsi que le nombre de tours et les autres données correspondantes.

On y remarque, dès l'abord, que les arbres extérieurs transmettent toujours moins de puissance que les arbres intérieurs. La différence de puissance transmise est très variable, mais s'élève dans certains cas à 58 pour 100 de celle transmise par les arbres intérieurs et est, en moyenne, de 40 pour 100. Si l'on rapporte la puissance transmise à la puissance totale, on voit que, pendant que les arbres extérieurs transmettent seulement 36,5 pour 100 en moyenne de la puissance totale, les arbres intérieurs en transmettent 63,5 pour 100, avec des maxima de 74,5 et des minima 25,5 pour 100. Comme ces variations dans la puissance transmise ne correspondent qu'à d'assez faibles différences de nombres de tours entre les deux catégories d'arbres, différences qui sont en moyenne de 7,65 pour 100 et ne dépassent pas 15 pour 100, les différences entre les puissances transmises paraissent provenir à la fois des proportions relatives et surtout des longueurs relatives des turbines et, dans une certaine mesure, des résistances différentes des propulseurs dont les conditions de fonctionnement ne sont pas les mêmes.

Il faut d'ailleurs remarquer que les plus grandes variations dans la puissance transmise par les deux groupes d'arbres et aussi celles de leurs nombres de tours se rapportent aux puissances développées en admettant aux turbines de croisière. Quand l'admission se fait aux turbines de marche normale, il y a bien une différence considérable entre les puissances transmises, mais les différences entre les nombres de tours sont considérablement réduites et varient entre 3,5 et 4 pour 100 seulement.

Proportions des turbines. — Il semblerait donc, si l'on pouvait tirer une conclusion ferme de chiffres aussi peu nombreux, surtout pour la marche normale, qu'il y aurait intérêt à modifier les proportions des turbines de croisière et aussi celles HP de la marche normale. Il y aurait intérêt à réduire le diamètre des turbines de croisière et aussi, mais dans une proportion moindre, celui des turbines HP, en augmentant le nombre des roues mobiles de ces dernières et en réduisant, par contre, celui des rotors des turbines BP.

On arriverait probablement ainsi à réduire la puissance transmise par les turbines de croisière et les turbines BP, tout en laissant aux turbines HP la

puissance qu'elles ont, et même en l'augmentant un peu; mais c'est là une solution peut-être applicable à des constructions futures, mais impossible à réaliser sur une construction existante. Il ne reste donc plus, pour améliorer le fonctionnement des propulseurs, qu'à changer les hélices intéressées, en augmentant leur diamètre autant que le permet, sans trop de perte, la courbe de rendement des turbines BP.

Il faut, toutefois, ne pas se dissimuler que la question est délicate, car cette augmentation de diamètre, en réduisant le nombre de tours des turbines BP, peut avoir pour conséquence d'augmenter la contrepression sur la turbine HP et, par suite, de réduire également le nombre de tours des propulseurs extérieurs. On risquerait alors de ne plus retrouver la puissance totale développée.

Toutes ces considérations sembleraient justifier les critiques faites dès qu'on connut la position intérieure des turbines BP, position d'ailleurs commandée par l'emplacement disponible et le volume de ces turbines.

C'est, croyons-nous, la première fois qu'on constate autant de différence entre les puissances transmises par les deux groupes de turbines. Elle mérite d'appeler l'attention en vue des constructions futures.

Il faut aussi noter (*voir* Tableau I) que les puissances transmises par les deux arbres intérieurs ou extérieurs présentent quelquefois des différences assez fortes et qui s'élèvent, dans certains cas, à 12 pour 100 pour les arbres intérieurs, et à 8,4 pour 100 pour les arbres extérieurs, sans que la pression initiale d'admission paraisse y jouer un rôle considérable, puisque ces différences sont tantôt dans un sens et tantôt dans l'autre. Il y a donc le plus grand intérêt, au point de vue de la régularité de la puissance transmise, que l'écoulement de la vapeur à travers les turbines se produise aussi symétriquement que possible dans les groupes de turbines des deux bords.

Si, au lieu d'examiner la répartition de la puissance transmise entre les arbres intérieurs et les arbres extérieurs, on examine la répartition de celle-ci entre les deux bords, on arrive à des résultats à peu près semblables, bien que plus satisfaisants.

La différence de puissance transmise par les arbres des deux bords est, en effet, en moyenne de 5,7 pour 100 et ne dépasse pas 12 pour 100 pour les plus faibles puissances, mais il faut remarquer qu'aux puissances inférieures à 14000^{chx}, la puissance transmise par les arbres tribords est plus considérable, tandis que, pour les puissances supérieures, c'est le contraire qui se produit. Là encore, la pression d'admission ne paraît jouer qu'un rôle très limité, puisque dans certains cas c'est la plus faible pression d'admission qui correspond à la plus grande puissance transmise.

Le Tableau VI, qui donne les chiffres fournis par quatre essais exécutés à la vitesse de 13 nœuds, montre combien est variable, pour une même puissance ou à peu près, la répartition de la puissance, non seulement entre les arbres d'un même bord, mais même celle entre deux arbres symétriques.

Il en est de même, bien qu'à un moindre degré, pour les nombres de tours. Ces différences proviennent des variations de pression d'admission aux turbines de croisière et par suite aux autres turbines, mais il faut remarquer que les puissances les plus considérables correspondent aux pressions d'admission les plus faibles. Il semble donc que l'influence des conditions de fonctionnement des propulseurs, qui se traduit par des variations dans les nombres de tours, joue à ces faibles puissances un rôle très important.

En se reportant aux moyennes indiquées dans le bas du Tableau IV, on voit que les arbres intérieurs transmettent 67 pour 100 de la puissance totale, alors que les arbres extérieurs n'en transmettent que 33 pour 100. C'est une différence de 100 pour 100 très considérable, qui ne correspond pas à celle du nombre de tours (203,63 pour les arbres intérieurs, 183,03 pour les arbres extérieurs), qui est d'environ de 10 pour 100.

Tous ces rapprochements de chiffres montrent que, s'il y a intérêt à modifier les proportions des turbines, il n'y en a pas moins à modifier celles des propulseurs. C'est d'ailleurs la conclusion à laquelle paraissent être arrivés tous ceux qui ont étudié de près les résultats donnés par le *Dreadnought*.

Proportions des propulseurs.— Les propulseurs sont, comme il a été dit déjà, absolument semblables; ils ont un diamètre de $2^m,692$ et un pas de $2^m,553$, ce qui donne un rapport $\frac{H}{\Delta} = 0,948$. La surface du cercle circonscrit au propulseur est de $5^{m^2},6997$ et la surface projetée des arbres de $3^{m^2},1874$, soit $12^{m^2},7496$ pour les quatre hélices. Si l'on rapproche ce chiffre de la valeur approximative de B^2, on trouve un rapport très faible, 0,173.

Les conditions de fonctionnement des propulseurs pour les vitesses de 13 nœuds, $19^n,3$, $21^n,25$, les seules pour lesquelles les données soient complètes, sont résumées au Tableau VII.

L'examen de ce Tableau montre que, si les reculs des propulseurs extérieurs sont analogues à ceux qu'on rencontre ordinairement, ceux des propulseurs intérieurs, qui utilisent le plus de puissance, sont sensiblement plus élevés que les premiers. La différence n'est pas moindre de 13 pour 100 environ.

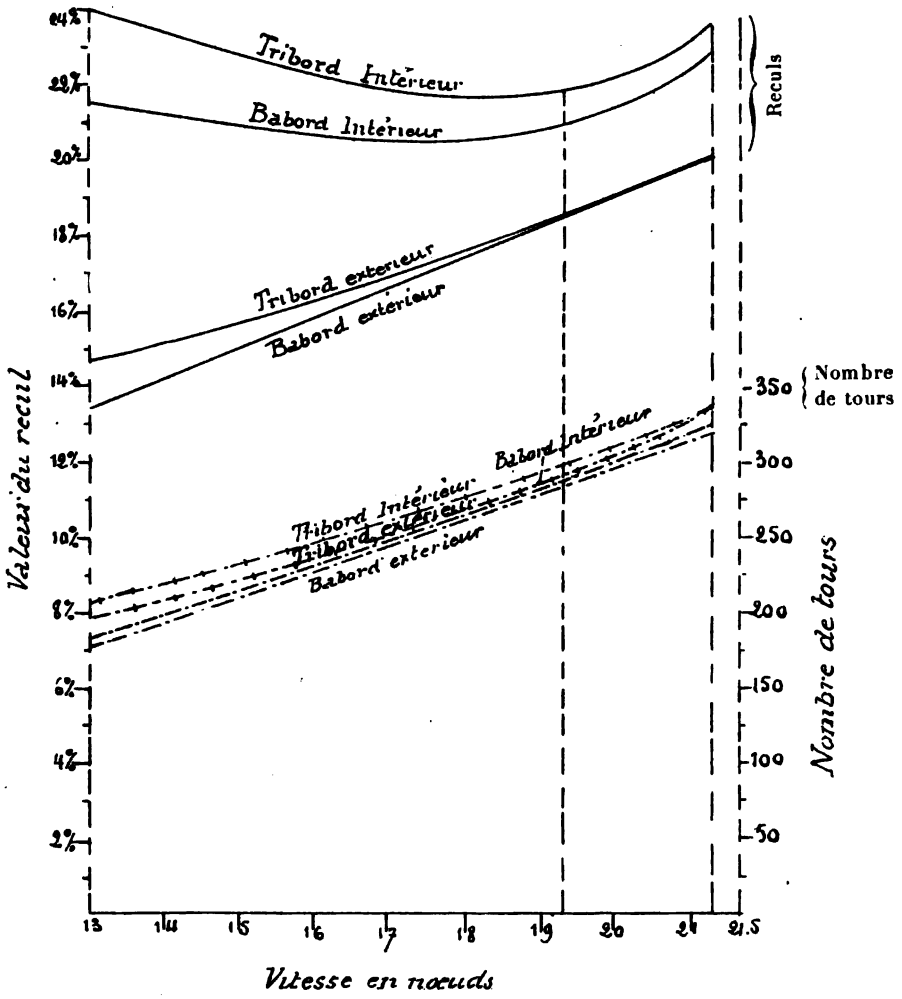
Pour les propulseurs intérieurs le recul est loin de varier avec la vitesse, il est le même à 13 nœuds et à $21^n,25$, mais présente entre ces deux vitesses un minimum qu'il n'est pas possible de fixer faute de renseignements suffisants, mais qui paraît correspondre à 18 nœuds ou 19 nœuds.

Au contraire, les courbes de recul des propulseurs extérieurs croissent, à très peu près, comme la vitesse. Cependant, à $21^n,25$, il semble se produire un accroissement anormal de recul.

Le graphique ci-contre montre la différence de forme des courbes de recul des propulseurs intérieurs et extérieurs.

Cette différence paraît tenir en partie aux proportions des turbines et en partie aussi à la position des propulseurs.

Si l'on calcule, en effet, la valeur de J, coefficient important indiqué par M. Normand pour le calcul de la surface propulsive (¹) et auquel il conseille



de donner la valeur minima de 0,50, par la formule

$$J = \frac{n \Delta^2 r^{\frac{3}{2}} v^2}{F},$$

dans laquelle :

n est le nombre de propulseurs,

Δ le diamètre en mètres des propulseurs,

(¹) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime : Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive.* Année 1903.

r le rapport de la surface projetée des ailes à la surface du cercle circonscrit,

v la vitesse en nœuds,

F la puissance en chevaux indiqués.

On trouve, d'après les résultats des essais, les chiffres suivants, qui sont toutefois un peu plus faibles que la réalité, la puissance étant donnée, pour le *Dreadnought*, en chevaux effectifs :

Pour la vitesse de	13 nœuds...	$J = 0,4088$
— —	$19^n,3$	$J = 0,2655$
— —	$21^n,25$.....	$J = 0,2205$

Les propulseurs du *Dreadnought* correspondraient donc, pour répondre aux règles indiquées par M. Normand, à une vitesse inférieure à 13 nœuds et seraient par suite insuffisants pour les vitesses au-dessus de 18 nœuds à 19 nœuds.

Si l'on donnait à J, pour la vitesse de $21^n,25$, la même valeur 0,4223 que pour le paquebot *Wiking* qui a donné de bons résultats, mais ne déplace que 2400^{tx}, c'est-à-dire beaucoup moins que le *Dreadnought*, on serait conduit, en supposant que les valeurs de F, v et r restent les mêmes, à un diamètre $\Delta = 3^m,007$.

Ce diamètre est un minimum qu'il ne paraît même pas possible de réaliser, autant qu'on peut en juger à l'aide du peu de données qu'on possède sur les turbines. Avec le rapport r égal à celui actuel, ce diamètre correspond à un accroissement de surface propulsive de 24,2 pour 100 qui aurait certainement une répercussion sur le nombre de tours des turbines et, par suite, sur leur rendement.

Le plus pratique serait de procéder par tâtonnements en augmentant le diamètre des propulseurs tout en conservant leur pas actuel, tout au moins pour les propulseurs extérieurs, et en réduisant progressivement ce diamètre par des essais successifs, pour arriver à ne modifier que très peu le nombre de tours réalisé, tout en conservant le diamètre d'hélices le plus grand possible.

Avec le diamètre de $2^m,800$ on arrive, pour les propulseurs extérieurs, dans le cas de la marche à grande vitesse, en satisfaisant aux conditions de la formule donnée plus loin, à une valeur de $J^{\frac{1}{2}} = 0,582$ (au lieu de 0,469), c'est-à-dire à $J = 0,3394$ (au lieu de 0,2205, chiffre beaucoup trop faible).

Il y aurait donc amélioration très sensible de ce dernier coefficient, qui resterait cependant encore inférieur à celui donné par les paquebots à turbines à nombre de tours relativement peu élevé, qui ont donné de bons résultats.

Le rapport $\frac{H}{\Delta}$ deviendrait pour ce diamètre de 2,800 égal à 0,911 au lieu de

0,948. On peut craindre cependant que l'accroissement de résistance des propulseurs ne fasse baisser d'une manière trop considérable le nombre de tours et par suite le rendement des turbines. C'est pourquoi il y a nécessité d'expériences répétées avec réduction progressive du diamètre pour déterminer celui qui convient le mieux au rendement des turbines.

Pour les propulseurs intérieurs, dont le recul est exagéré, il y aurait sans doute intérêt à modifier le pas en même temps que le diamètre.

Il est certain qu'il y a intérêt à modifier les propulseurs pour améliorer la répartition de la puissance transmise, autant que le permettent les proportions relatives des turbines. Aussi l'Amirauté Anglaise fait-elle préparer trois jeux d'hélices pour exécuter les expériences indiquées plus haut.

Si l'on calcule, avec le diamètre et les rapports actuels des propulseurs du *Dreadnought*, le nombre de tours le plus favorable à leur bon fonctionnement par la formule (1)

$$N = 30,866 \frac{n^{\frac{1}{2}} r^{\frac{3}{8}} M^{\frac{3}{2}} V^{\frac{1}{2}}}{\mu(1-\rho) J^{\frac{1}{2}} D^{\frac{1}{3}}},$$

on arrive aux chiffres donnés par le Tableau ci-dessous :

TABLEAU VIII.

DÉSIGNATION DU PROPULSEUR.		VITESSE DE 13m. — NOMBRE DE TOURS		VITESSE DE 19m,3. — NOMBRE DE TOURS		VITESSE DE 21m,25. — NOMBRE DE TOURS	
		calculé par la formule.	réalisé.	calculé par la formule.	réalisé.	calculé par la formule.	réalisé.
Tribord.....	Extérieur.....	228	184,67	355	286,22	400	322,2
	Intérieur.....	255	206,94	370	298,34	419	337,2
Bâbord.....	Intérieur.....	247	200,32	366	294,40	414	333,3
	Extérieur.....	224	181,42	355	286,08	400	321

Comme on le voit, les nombres de tours réalisés aux essais par les propulseurs sont loin de ceux qui leur sont les plus favorables, étant données leurs conditions d'établissement. On remarquera que la différence croît avec la vitesse, ce qui confirme ce qui a été dit plus haut sur le tracé des hélices.

Toutefois, il faut noter que la comparaison donnée par le Tableau VIII n'est qu'une approximation, car le recul varierait avec le nombre de tours,

(1) Voir *Bulletin de l'Association Maritime Technique : Note sur le fonctionnement des hélices mues par turbines*. Année 1907.

alors qu'il a été pris égal, pour chaque propulseur, au recul constaté aux essais.

Il ressort de tous ces rapprochements qu'il y aurait certainement intérêt à changer les propulseurs, mais c'est chose délicate de déterminer les modifications à apporter à leurs proportions à moins d'avoir sous les yeux les chiffres détaillés de tous les essais tant des turbines que des propulseurs.

En terminant, il faut reconnaître que la création d'un type de navire aussi différent de ceux existants fait le plus grand honneur à sir Philip Watts, car elle soulevait une série de questions difficiles à résoudre et des difficultés qu'on ne pouvait espérer surmonter d'une manière tout à fait satisfaisante, du premier coup.

L'Amirauté anglaise s'exprime d'ailleurs comme suit au sujet du *Dreadnought* dans les *Navy Estimates* de 1907-1908 :

« Les essais de ce bâtiment (le *Dreadnought*) n'ont donné lieu à aucun incident et ont été tout à fait satisfaisants.

» Aux grandes vitesses, les turbo-moteurs se sont montrés beaucoup plus économiques que les machines alternatives. S'ils consomment plus à faible vitesse, ils ont l'avantage de nécessiter moins de surface de chauffe. Si le *Dreadnought* avait été muni de machines alternatives la surface de chauffe aurait dû être augmentée de $\frac{1}{6}$ environ. »

Actuellement le *Dreadnought* revient des Antilles où il avait fait un raid pour éprouver son endurance. D'après les renseignements parvenus jusqu'ici les turbines se sont bien comportées pendant le voyage de Gibraltar aux Antilles et n'ont donné lieu à aucun incident, mais les précautions prises contre leur rayonnement, beaucoup plus considérable que celui des cylindres des machines alternatives, en raison de leurs plus grandes dimensions et de la constance de la température de chacune de leurs parties, ne paraissent pas avoir été suffisantes, surtout vers les tropiques, car la chaleur de la chambre de la machine était très élevée.

Quoi qu'il en soit, l'étude de ce type, si intéressant à tous égards, s'impose, étant donné le développement que va prendre l'application des turbines dans diverses marines.

Elle permettra d'éviter certains défauts qu'il était bien difficile de prévoir dans la création d'un type nouveau.

heur

kg, 1

mm,

kg, 2

m vi

67m

turb

TABLEAU II. — *Essais sur base à 70 pour 100 de la puissance maxima.*

		1er PARCOURS.	2e PARCOURS.	3e PARCOURS.	4e PARCOURS.	5e PARCOURS.	6e PARCOURS.	MOYENNES.
Nombre de tours par base.	Arbre intérieur tribord.....	1072	1040	1072	1048	1068	1048	1059,6
	— extérieur —	1076	1068	1076	1060	1068	1060	
	Arbre intérieur bâbord.....	1044	1036	1044	1056	1060	1048	
	— extérieur —	1076	1060	1076	1064	1063	1056	
Nombre de tours par minute.	Arbre intérieur tribord.....	301,4	291,6	302	295,7	298,3	295,7	297,93
	— extérieur —	302,5	299,4	303,1	299,2	296,1	299,2	
	Arbre intérieur bâbord.....	293,5	290,5	294,1	298,0	296,1	295,7	
	— extérieur —	302,5	297,2	303,1	300,3	297,0	298	
Nombre de tours par minute. Moyenne des quatre arbres.....		300	294,7	300,6	298,5	296,9	297,1	
Durée du parcours de la base.....		3'33",4	3'34"	3'33"	3'32",6	3'34",8	3'32",6	
Vitesse sur la base.....		19",4	19",34	19",43	19",49	19",34	19",49	19",421
Puissance en chevaux effectifs.	Tribord.....	9190HP,5	8827HP,7	9207HP,7	8732HP,5	8732HP,5	8772HP,0	
	Bâbord.....	9006HP,1	8884HP,5	9023HP,3	9126HP,6	9051HP,7	9055HP,7	
	Totale.....	18196HP,6	17711HP,2	18231HP,0	17859HP,1	17784HP,2	17827HP,7	17935HP,1

TABLEAU III. — *Essai sur base à toute puissance*, 9 *octobre* 1906.

	NOMBRE DE TOURS.				DURÉE de parcours de 1 mille.	VITESSE en nœuds.	PUISSANCE EN CHEVAUX EFFECTIFS.		
	TRIBORD		BABORD						
	intérieur.	extérieur.	intérieur.	extérieur.			TRIBORD.	BABORD.	TOTALE.
1.....	354,9	324,8	342	320,8	3'.10"	21,78	13958,6 HP	14314,3 HP	28272,9 HP
2.....	353,2	333,3	351,4	328,2	3.13	21,45	13846,1	13853,2	27699,3
3.....	348,5	329,5	347,3	325,5	3.10	21,78	13316,1	13770,1	27086,2
4.....	340,8	328,1	340,8	327,4	3.13,5	21,39	13014,1	13447,8	26461,9
		Moyenne (méthode Simpson).....				21,6	Moy. (méthode Simpson).		27866,74
							Moyenne authentique....		27379,8

TABLEAU IV. — *Répartition de la puissance transmise entre les arbres extérieurs et intérieurs et nombres de tours correspondants.*

DATE de l'essai.	DURÉE de l'essai.	PRESSION aux chaudières.	PRESSION MOYENNE d'admission aux turbines.	PUISSANCE TRANSMISE,			DIFFÉRENCE par rapport aux arbres intérieurs,		PUISSANCE transmise en pour 100 de la puissance totale,		NOMBRE DE TOURS,						DIFFÉRENCE par rapport au nombre de tours des arbres intérieurs,	
											arbres intérieurs.		arbres extérieurs.		moyennes,			
				totale.	arbres intérieurs	arbres extérieurs b	absolue $b-a$.	p. 100 $\frac{b-a}{a}$.	arbres intérieurs.	arbres extérieurs.	tribord.	bâbord.	tribord.	bâbord.	arbres intérieurs c.	arbres extérieurs d.	absolue $d-c$.	p. 100 $\frac{d-c}{c}$.
		k	k	HP	HP	HP		p. 100			t	t	t	t	t	t	t	p. 100
4 oct. 1906	2h	15,468	1,757	1320,3	751,8	568	- 183	-24	0,570	0,430	117,00	111,40	121,70	115,60	114,20	118,65	+ 4,45	+ 3,9
4 »	1	14,800	1,757	1771,4	890,4	880	- 10,4	- 1,2	0,500	0,500	128,80	122,10	140,80	138,60	125,40	139,70	+14,30	+11,4
4 »	2	15,517	3,867	2808,1	1708,6	1099,5	- 608,5	-35,5	0,610	0,390	158,40	152,50	155,40	149,20	155,40	152,30	- 3,10	- 2
4 »	1	14,821	3,867	3468,8	2523,3	945,5	-1577,5	-63	0,725	0,275	181,50	176,30	154,80	149,70	178,90	152,25	-26,65	-15
4 »	5	15,468	6,106	4969,2	3230,4	1738,8	-1491,6	-46	0,650	0,350	205,82	196,95	185,74	183,40	201,38	184,57	-16,81	- 8,45
4 »	10	15,468	6,478	5022,8	3025,7	1997,1	-1028,6	-34	0,600	0,400	197,84	194,76	191,12	186,27	196,35	188,69	- 7,66	- 3,9
4 »	15	15,468	5,257	5155,1	3831,6	1323,5	-2508,1	-66	0,745	0,255	208,20	201,69	183,72	180,45	204,94	182,08	-22,86	-11,2
4 »	1	15,429	12,584	11452,3	7100,9	4351,4	-2749,5	-39	0,610	0,390	263,70	261,10	249,60	245,00	262,40	247,30	-15,1	- 5,7
4 »	2	16,172	12,584	13267,3	9369,8	3897,5	-5472,3	-58,5	0,705	0,295	289,40	279,20	245,90	242,20	284,30	244,05	-40,25	-14,1
4 »	1	16,207	12,584	13931,1	8394,7	5537,1	-2857,6	-34	0,605	0,395	277,40	275,80	266,30	273,20	276,60	268,30	- 8,30	- 3
4 »	2	16,888	12,618	16133,9	11331,4	4802,5	-6528,9	-58	0,745	0,255	306,10	301,70	264,00	262,50	303,90	263,25	-40,65	-13,4
6-7 »	30	16,312	7,722	17156,8	10215,4	6959,8	-3255,2	-32	0,600	0,400	298,34	294,30	286,22	286,08	296,37	286,15	-10,22	- 3,5
8 »	8	16,944	10,971	25043,2	15076,4	10066,8	-4009,6	-40	0,600	0,400	337,20	333,30	322,20	321,70	335,25	321,95	-13,30	- 3,97

TABLEAU V. — *Répartition de la puissance transmise entre les arbres des deux bords et nombres de tours correspondants.*

DATE de l'essai.	DURÉE de l'essai.	PRESSION aux chaudières.	PRESSION d'admission aux turbines.		PUISSANCE transmise.			DIFFÉRENCE par rapport aux arbres tribord.		PUISSANCE transmise en pour 100 de la puissance totale.		NOMBRE DE TOURS.						DIFFÉRENCE par rapport à tribord.		
												TRIBORD.		BABORD.		MOYENNE.				
			Tribord.	Bâbord.	totale.	Arbres tribord a.	Arbres bâbord b.	absolue $b-a$.	p. 100 $\frac{b-a}{a}$.	Arbres tribord.	Arbres bâbord.	Arbre intérieur.	Arbre extérieur.	Arbre extérieur.	Arbre intérieur.	Tribord. c.	Bâbord. d.	absolue $d-c$.	p. 100 $\frac{d-c}{c}$.	
	h	kg	kg	kg	HP	HP	HP		p. 100			t	t	t	t	t	t		p. 100	
4 oct. 1906	2	15,468	1,757	1,757	1320,3	703,2	617,1	- 86,1	-12,2	0,532	0,468	117	121,7	115,6	111,4	119,35	113,50	-5,85	-4,87	Admission aux turbines de croisière.
4 »	1	14,800	1,757	1,757	1771,4	933,3	838,1	- 95,2	- 9,8	0,527	0,473	128,8	140,8	133,6	122,1	134,80	130,35	-4,45	-3,30	
4 »	2	15,517	3,867	3,867	2808,1	1427,9	1380,2	- 47,7	- 3,37	0,507	0,493	158,4	155,4	149,2	152,5	156,90	150,85	-6,05	-3,83	
4 »	1	14,821	3,867	3,867	3468,8	1801,8	1667,0	-141,8	- 7,90	0,519	0,481	181,5	154,8	149,7	176,3	168,15	163,00	-5,15	-3,04	
4 »	5	15,468	6,138	6,074	4969,2	2587,0	2382,2	-204,8	- 7,95	0,520	0,480	205,82	185,74	183,40	196,95	195,78	190,17	-5,61	-2,87	
4 »	10	15,468	6,517	6,440	5022,8	2550,0	2472,8	- 77,2	- 3,01	0,507	0,493	197,94	191,12	186,27	194,76	195,03	190,53	-4,50	-2,30	
4 »	15	15,468	5,189	5,325	5155,1	2685,5	2469,6	-215,9	- 8,00	0,520	0,480	215,82	178,12	175,58	207,89	196,97	192,28	-4,69	-2,40	
4 »	1	15,429	12,584	12,514	11452,3	5832,1	5620,2	-201,9	- 3,45	0,509	0,491	263,70	249,60	245,00	261,10	256,65	253,05	-3,60	-1,40	
4 »	2	16,172	12,584	12,584	13267,3	6906,2	6361,1	-545,1	- 7,90	0,520	0,480	289,40	245,90	242,20	279,20	267,65	261,20	-6,45	-2,44	
4 »	1	16,207	12,655	12,514	13931,1	6686,4	7245,7	+559,3	+ 8,35	0,479	0,521	277,40	266,30	273,30	275,80	271,85	274,55	+2,70	+0,99	
4 »	2	16,888	12,655	12,584	16133,9	8064,7	8069,2	+ 4,5	+0,005	0,499	0,501	306,10	264,00	262,50	301,70	285,00	282,10	-2,90	-1,02	
6-7 »	30	16,312	7,760	7,685	17156,8	8555,1	8601,7	+ 46,0	+ 0,05	0,498	0,502	298,34	286,22	286,08	294,40	292,28	290,24	-2,04	-0,70	Admission aux turbines de marche avant.
8 «	8	16,944	11,073	10,870	25043,2	12388,9	12654,3	+265,4	+ 2,14	0,494	0,506	337,20	322,20	321,70	333,30	329,70	327,50	-2,20	-0,67	

TABLEAU VI. — *Nombre moyen de tours et puissance moyenne à 13 nœuds.*

DATE de l'essai.	PUISSANCE totale développée.	RÉPARTITION DE LA PUISSANCE totale développée.				NOMBRE DE TOURS				NOMBRE DE TOURS moyen.	
		TRIBORD.		BABORD.		TRIBORD.		BABORD.			
		Extérieur.	Intérieur.	Intérieur.	Extérieur.	Extérieur.	Intérieur.	Intérieur.	Extérieur.	TRIBORD.	BABORD.
	HP	HP	HP	HP	HP	t	t	t	t	t	t
3-4 octobre.....	4969,3	865,5	1721,5	1508,9	873,3	185,74	205,82	196,95	183,40	195,78	190,17
—	5022,8	1013,1	1536,9	1488,8	984,0	191,12	197,94	194,76	186,27	194,53	190,51
—	5080,4	811,1	1812,5	1652,1	804,7	183,72	208,20	201,69	180,45	195,96	191,07
—	5155,1	658,7	2026,8	1804,8	664,8	178,12	215,82	207,89	175,58	196,97	191,73
Moyennes.....	5056,9	837,1	1774,4	1613,6	831,7	184,67	206,94	200,32	181,42	195,81	190,87

TABLEAU VII. — *Conditions de fonctionnement des propulseurs.*

VITESSE		NOMBRE DE TOURS par minute.				VITESSE PÉRIPHÉRIQUE de l'aile				AVANCE PAR TOUR sans recul.	AVANCE RÉELLE par tour.				RECUL DES PROPULSEURS.							
															Tribord				Bâbord			
en nœuds.	en mètres par seconde.	Tribord		Bâbord		Tribord		Bâbord			Tribord		Bâbord		extérieur,		intérieur,		intérieur,		extérieur,	
		extérieur.	intérieur.	intérieur.	extérieur.	extérieur.	intérieur.	intérieur.	extérieur.		extérieur.	intérieur.	intérieur.	extérieur.	absolu.	pour 100.	absolu.	pour 100.	absolu.	pour 100.	absolu	pour 100.
n	m					m	m	m	m	m	m	m	m	m	m	p. 100	m	p. 100	m	p. 100	m	p. 100
13	6,687	184,67	206,94	200,32	181,42	26,029	29,168	28,234	25,571	2,553	2,172	1,939	2,003	2,211	0,381	14,8	0,614	24	0,550	21,5	0,342	13,4
19,3	9,928	286,22	298,34	294,40	286,08	40,344	42,051	41,495	40,323	2,553	2,081	1,996	2,003	2,082	0,472	18,5	0,557	21,9	0,530	21	0,471	18,5
21,25	10,931	2,20	337,30	333,20	321,70	45,414	47,526	46,978	45,343	2,553	2,037	1,945	1,968	2,038	0,516	20,2	0,608	23,8	0,585	23,0	0,515	20,2

NOTE SUR LE FONCTIONNEMENT DES HÉLICES

MUES PAR TURBINES,

PAR M. HART,
Ingénieur attaché au Service maritime de la Compagnie du Chemin de fer du Nord.

L'application des turbines à vapeur à la propulsion des navires a soulevé, en ce qui concerne les propulseurs, une série de questions qui ont été souvent discutées, qui ont reçu des solutions diverses, mais qui, jusqu'ici, ne peuvent être considérées comme définitivement résolues.

Il est donc intéressant d'examiner, en se basant sur les résultats acquis et sur les données des navires actuellement en service, quelles sont les conditions de nombre de tours, de diamètre, de pas, de recul réalisables pour les propulseurs, en employant les turbines à vapeur comme moteurs.

Malheureusement, si les données sont la plupart du temps assez complètes en ce qui concerne le navire lui-même, il y a souvent incertitude au sujet de la puissance développée, élément capital pour les études, par suite de l'ignorance des résultats relevés dans les essais au torsiomètre et aussi des données des propulseurs eux-mêmes et de leurs conditions d'établissement par rapport à la carène.

Généralement, ces dernières conditions sont assez satisfaisantes, les propulseurs sont assez éloignés de la carène pour qu'on n'ait pas à redouter sur leur fonctionnement une influence anormale de celle-ci. Leur diamètre, plus petit que celui des hélices commandées par machines alternatives, les place en effet dans de meilleures conditions que ces dernières à ce point de vue.

D'autre part, il ne faut pas s'exagérer l'incertitude au point de vue de la puissance développée, car des essais au torsiomètre exécutés avec soin ont montré que les chiffres relevés sont, à très peu près, d'accord avec ceux déduits d'expériences sur des modèles et des calculs basés sur la loi de similitude.

Cependant, pour arriver à une exactitude presque rigoureuse, ces résultats

doivent être modifiés légèrement par des coefficients pratiques déduits d'installations précédemment exécutées, qui restent naturellement la possession des maisons qui les ont déterminés, à grands frais, bien souvent.

A diverses reprises, on a signalé les difficultés qu'on rencontre pour accoupler dans de bonnes conditions des propulseurs de rendement satisfaisant avec des turbines dont la vitesse de rotation reste forcément assez élevée. Ces difficultés, très réelles au début de la propulsion par turbines, alors que l'on n'était pas encore maître de réduire le nombre de tours de ces appareils sans réduire à la fois leur rendement dans des proportions inacceptables, ont fait accepter alors des propulseurs dont le rendement était sacrifié, au grand dommage du rendement global du moteur et du propulseur.

A cette époque, il était, en effet, bien difficile de limiter la chute de vitesse dans un élément de turbine composé d'une couronne directrice et d'une roue mobile, c'est-à-dire le rapport de la vitesse de rotation de l'aubage mobile à la vitesse absolue de la vapeur sortant de l'aubage fixe. Ce rapport ne descendait guère au-dessous de 0,50. Aujourd'hui, il n'en est plus de même, et le rapport de ces deux vitesses est descendu, dans certaines applications à la propulsion des navires, à 0,37 et même plus bas, puisque dans quelques applications on a atteint 0,34.

Cet abaissement du rapport des vitesses a, d'ailleurs, pour conséquence forcée l'augmentation du diamètre du rotor, qui permet d'obtenir des vitesses tangentielles plus faibles à égalité de vitesse absolue de la vapeur, et aussi l'accroissement du nombre des éléments par turbine, qui permet alors d'avoir encore une utilisation convenable de la vapeur et, par suite, une consommation économique.

D'autre part, cet abaissement du rapport des vitesses a pour conséquence une augmentation du poids de l'appareil, qui peut être très sensible si les divers éléments propres à l'installation qu'on a en vue ne sont pas étudiés avec le plus grand soin.

Le diamètre du rotor varie, en effet, à l'inverse du nombre de tours; mais comme, d'autre part, le poids de l'appareil varie, *grosso modo* et abstraction faite de l'augmentation du nombre de roues mobiles, comme le carré de ce rayon, on comprend qu'une réduction un peu forte du nombre de tours conduise à des poids inadmissibles.

On voit donc avec quel soin il faut choisir les bases de l'étude de la turbine et du propulseur, c'est-à-dire le nombre de tours et le rapport des vitesses, suivant l'application que l'on a en vue.

Il ne semble pas cependant économique, au point de vue des frais d'exploitation, de trop chercher à réduire le poids des turbines, car ce gain de poids est souvent compensé par une augmentation de la consommation qui, répétée tous les jours, est autrement coûteuse que l'économie de premier établissement faite sur les appareils, économie qui, d'ailleurs, ne se traduit que par une réduction insignifiante sur le poids transporté, le poids du

combustible correspondant à l'accroissement de la consommation venant compenser en partie la réduction de poids réalisée sur l'appareil moteur.

L'exemple du *Manxman* et du *Londonderry* (1) est topique à cet égard.

Il faut toutefois que la vitesse de marche considérée et qu'on désire être économique soit celle du service, et non pas celle des essais pour laquelle on peut admettre une économie de marche moindre due à la surcharge des appareils moteurs.

Cette exactitude nécessaire dans l'appréciation de la vitesse de marche *en service* (en tenant compte des conditions de mer moyennes du service en vue) a pour conséquence de réduire la marge qu'on peut se donner pour le calcul des appareils moteurs, contrairement à ce qui se passe pour les machines alternatives qui sont plus élastiques, économiquement parlant, mais qui présentent des inconvénients auxquels échappent les turbines. On ne saurait donc apporter trop de soin au calcul de ces dernières.

Actuellement le nombre de tours qui était de plus de 2000 sur la *Turbinia* et s'était progressivement abaissé à 750 pour les moteurs de 5000^{chx} à 7000^{chx}, a été réduit à 500 environ et même dans certaines installations à 430 sans exiger un accroissement de poids tel que les turbines soient, en marche à vitesse de régime normal, aussi lourdes que les machines alternatives de même force.

D'autre part, les résultats économiques donnés par ces applications des turbines à nombre de tours très modéré sont très satisfaisants, ce qui montre que l'utilisation des turbines est restée bonne malgré la réduction du nombre de tours, et que celle des propulseurs est meilleure qu'avec un nombre de tours plus élevé et par suite un diamètre plus faible.

Cette étude a pour but d'examiner en détail les conditions de fonctionnement des propulseurs dans un certain nombre d'installations pour lesquelles on possède des données suffisantes sur les propulseurs.

Ce nombre est malheureusement assez restreint et il n'est par suite pas possible de déduire de cette étude des conclusions fermes; elle n'est qu'une contribution à la recherche des meilleures conditions d'installation des propulseurs compatibles avec l'emploi des turbines.

Au début des turbines à vapeur, leur grande vitesse de rotation nécessitait des propulseurs de petit diamètre et, pour obtenir une surface propulsive suffisante, il fallait en monter deux ou trois par arbre, malgré un rapport de 0,46 entre la surface projetée des ailes et celle du cercle circonscrit. Bien que les propulseurs montés sur le même arbre fussent séparés par une distance de 3 diamètres environ, les propulseurs d'arrière travaillaient dans une eau déjà troublée par le propulseur précédent, de sorte que le rendement total des trois hélices était défectueux.

La réduction du nombre des propulseurs à 1 par arbre, en augmentant

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1906.

son diamètre, qui fut tentée plus tard, améliora ce rendement et le gain fut tel que, malgré une légère perte d'utilisation pour la turbine qui tourna plus lentement par suite de l'augmentation de résistance du propulseur, le rendement global du moteur et du propulseur fut sensiblement augmenté.

Le remplacement des trois hélices de 0,508, 0,559 et 0,559 de diamètre, montées sur chacun des arbres de la *Turbinia,* par un propulseur unique de 0,711, permit d'obtenir la même vitesse de marche tout en abaissant le nombre de tours de 2230 à 1460 pour la turbine HP et de 2200 à 1350 pour celle BP. Le bénéfice était donc appréciable, la consommation par tour n'ayant que légèrement augmenté. La consommation totale avait donc baissé par suite de la réduction des nombres de tours.

Depuis cinq ans toutes les installations ne comportent plus qu'un propulseur par arbre. Ces propulseurs ont généralement trois ailes seulement, malgré les variations d'efforts qui résultent de cette disposition, pour donner aux ailes le maximum d'écartement avec une grande surface projetée.

Les propulseurs à quatre ailes, très peu employés, ont en effet l'inconvénient d'avoir des ailes trop rapprochées, surtout vers leur racine, et de donner par suite, aux grandes vitesses de rotation, naissance à des remous qui entraînent des pertes de rendement.

Le rapport de la surface projetée des ailes à la surface du cercle circonscrit varie de 0,46 à 0,56 suivant les installations, mais se rapproche ordinairement de cette dernière valeur.

La forme des ailes est différente suivant la vitesse de rotation, bien qu'elle se rapproche dans la plupart des installations d'une ellipse irrégulière formée de la manière suivante :

Elle est la réunion de deux ellipses d'inégale grandeur, le grand axe de la plus petite étant formé par le petit axe de la grande. Le grand axe de cette dernière est disposé suivant le rayon.

Généralement, ce grand axe a pour valeur 0,90 à 0,95 du diamètre du propulseur, et son extrémité la plus voisine de l'axe de celui-ci est à $\frac{2R}{10}$ du centre, ou à peu près.

Le petit axe de cette ellipse est à environ 0,35 R du bout de l'aile, quant à sa valeur elle est variable suivant le rapport à obtenir entre la surface projetée des ailes et celle du cercle circonscrit. Elle atteint $\frac{9R}{10}$ pour des rapports de 0,530 à 0,560.

Les deux axes de l'ellipse terminale du bout de l'aile sont déterminés par la position du petit axe de la première ellipse qui recule d'autant plus vers le bout de l'aile que le rapport entre la surface projetée des ailes au cercle circonscrit est plus grand.

La figure 1 donne en trait plein le tracé d'une hélice à génératrice légèrement inclinée sur l'axe de rotation pour un rapport $r = 0,395$. D'autres tracés en traits mixtes correspondent à différents rapports de r :

le tracé *b* à 0,431, *c* à 0,465 et *d* à 0,532. Ces tracés sont satisfaisants pour des vitesses de rotation variant de 400 à 600 tours, le bout de l'aile ayant d'autant moins de surface que la vitesse est plus considérable, par suite du rapprochement du petit axe de l'ellipse centrale de l'axe de rotation.

Avec des vitesses de rotation moins considérables, il y a intérêt à augmenter la surface du bout de l'aile en réduisant au contraire la surface à la racine de celle-ci. On peut alors employer le tracé indiqué figure 2, qui donne en trait plein C la forme correspondant à $r = 0,404$ et en traits mixtes les formes E correspondant à 0,419 et F à 0,560.

Jusqu'à présent, ce tracé a été peu employé dans les installations à turbines en raison de la vitesse relativement élevée de rotation. Il y a intérêt à augmenter la surface dans la région moyenne de l'aile et à la réduire à la racine et à l'extrémité.

Toutes ces hélices ont généralement de gros moyeux et sont munies à l'arrière du moyeu de longs cônes destinés à empêcher la formation de remous dus au changement brusque de section dans cette région.

Quand la génératrice de l'hélice est inclinée sur l'axe, celle du cône lui est à peu près perpendiculaire. L'angle des deux génératrices reste généralement un peu obtus; l'inclinaison de la génératrice de l'hélice, très faible, conduirait, si le cône était perpendiculaire, à une longueur qui rendrait difficile la tenue du cône sur le moyeu.

Pour plus de simplicité dans la construction, le pas est généralement constant. D'ailleurs la minceur des ailes construites en métal très résistant, le plus souvent en bronze manganèse, permet d'en tordre légèrement l'extrémité si cela pouvait être avantageux, mais on se contente dans presque tous les cas du pas constant régulier.

Les ailes peuvent, d'ailleurs, soit venir de fonte avec le moyeu, soit être rapportées selon la grandeur des propulseurs. Elles sont soigneusement polies et aussi minces que possible.

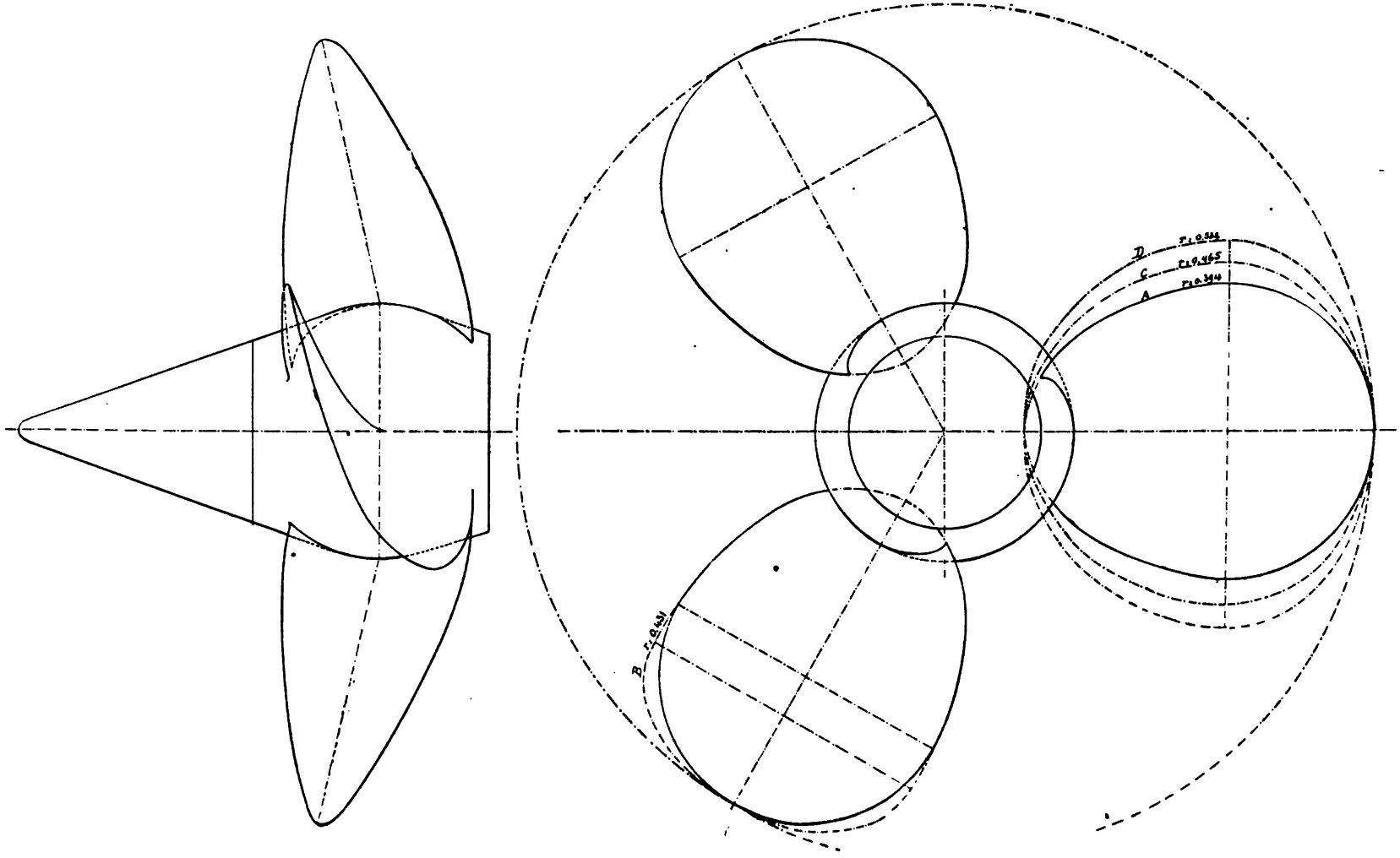
La face travaillante n'a pas une section, perpendiculaire à la directrice, absolument plane. Les bords en sont légèrement arrondis suivant des arcs de grand rayon de manière à réduire le bombement de l'autre face, qui travaille à son tour dans la marche arrière.

Le recul de ces propulseurs est, comme on le verra plus loin, très variable suivant les conditions dans lesquelles ils fonctionnent. Il semble que la valeur de 24 à 25 pour 100 soit le maximum admissible; encore pour cette valeur les phénomènes de cavitation commencent-ils à se manifester.

Celle-ci se produit, en effet, quand la vitesse de l'eau de remplacement est inférieure à la vitesse de recul qui, ainsi que la vitesse du bâtiment, est proportionnelle à la racine carrée de ses dimensions linéaires.

D'autre part, cette vitesse de remplacement est également proportionnelle à la racine carrée de la distance du point de l'aile considéré à la flottaison, c'est-à-dire aussi à la racine carrée d'une dimension linéaire.

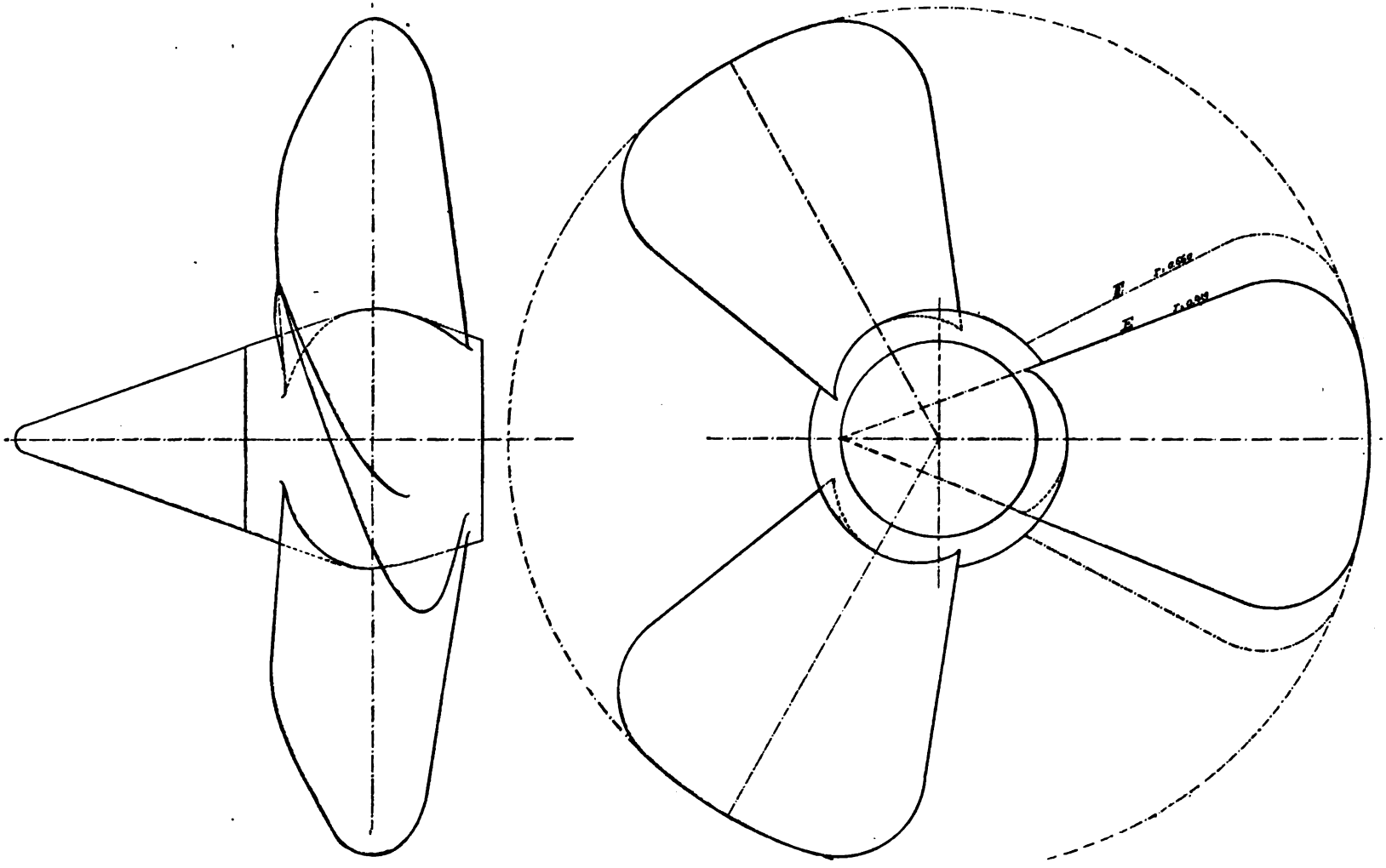
Fig. 1. — Hélices à ailes elliptiques et génératrice inclinée sur l'axe.



Le tracé en traits pleins A correspond à $r = 0,394$.
Le tracé en traits mixtes B correspond à $r = 0,431$.

Le tracé en traits mixtes C correspond à $r = 0,465$.
Le tracé en traits mixtes D correspond à $r = 0,532$.

Fig. 2. — Hélice à ailes rectangulaires et génératrice perpendiculaire à l'axe.



Le tracé en traits pleins E correspond à $r = 0,419$.

Le tracé en traits mixtes F correspond à $r = 0,860$.

La cavitation se produira donc, pour deux navires semblables mais de dimensions absolues différentes, à des vitesses proportionnelles à la racine carrée de leurs dimensions linéaires, et il en sera approximativement de même quand les navires, sans être de formes absolument semblables, auront un coefficient d'acuité $\varphi = \frac{1026\,B^2L - D}{1026\,B^3}$ de valeur à peu près égale.

La vitesse de recul doit donc se tenir très sensiblement au-dessous de la valeur de la vitesse de remplacement qui est elle-même proportionnelle à la racine carrée de la distance du point de l'aile considéré à la flottaison.

Le Tableau suivant donne les valeurs au-dessous desquelles il faut se tenir pour les vitesses de recul correspondant à diverses immersions du point considéré.

TABLEAU I.

Hauteur d'immersion du point considéré.	Vitesse de l'eau de remplacement.	Hauteur d'immersion du point considéré.	Vitesse de l'eau de remplacement.	Hauteur d'immersion du point considéré.	Vitesse de l'eau de remplacement.	Hauteur d'immersion du point considéré.	Vitesse de l'eau de remplacement.
m	m	m	m	m	m	m	m
0,100	1,394	0,600	3,418	1,200	4,831	2,200	6,540
0,150	1,707	0,650	3,554	1,300	5,028	2,300	6,690
0,200	1,971	0,700	3,691	1,400	5,218	2,400	6,831
0,250	2,205	0,750	3,819	1,500	5,401	2,500	6,972
0,300	2,412	0,800	3,943	1,600	5,578	2,600	7,109
0,350	2,611	0,850	4,066	1,700	5,750	2,700	7,245
0,400	2,792	0,900	4,185	1,800	5,918	2,800	7,378
0,450	2,959	0,950	4,292	1,900	6,077	2,900	7,510
0,500	3,118	1,000	4,400	2,000	6,236	3,000	7,638
0,550	3,272	1,100	4,625	2,100	6,390	3,100	7,716

En pratique il convient, d'ailleurs, de rester très notablement au-dessous de ces valeurs pour la vitesse de recul, car si, par grosse mer, l'immersion de l'hélice peut être très sensiblement augmentée, elle peut aussi être réduite dans des proportions telles qu'il soit impossible de tenir la vitesse même par temps très maniable, si le recul s'exagère à certains moments.

Par mer debout, en cas de gros temps, la résistance plus grande du navire augmente très sensiblement le recul, tandis qu'au contraire la masse d'eau actionnée diminue par suite de la réduction de vitesse.

Dans ces conditions il y a perte considérable sur le coefficient d'utilisation, perte due en grande partie à la cavitation qui se produit au moment où l'hélice est insuffisamment immergée.

Cette immersion doit être, en eau calme, d'autant plus grande que le navire est plus court et que la houle, qu'il est susceptible de rencontrer, est plus creuse.

La question de l'immersion de l'hélice se relie, d'ailleurs, au point de vue de la cavitation, à celle de la pression sur la face travaillante de l'aile.

L'hélice travaille à la fois sur ses deux faces, la face postérieure poussant l'eau en sens contraire du mouvement du navire et la face antérieure exerçant au contraire une succion sur la masse d'eau placée en avant dans le sens du mouvement.

Si, par suite de la vitesse de rotation de l'hélice et de la valeur de son pas, la face postérieure pousse l'eau plus rapidement que la face antérieure ne l'aspire, ce qui se produit quand la vitesse de poussée de l'eau sur l'arrière dépasse d'une certaine quantité la vitesse du navire, il se forme au bout de l'aile, c'est-à-dire là où la vitesse périphérique est la plus considérable, et sur la face avant, une cavité qui se remplit d'air et de vapeur d'eau, la vaporisation se produisant à basse température en présence du vide. Cette cavité est d'autant plus considérable, pour une même hélice, que sa vitesse de rotation est plus grande, et, à une vitesse variable suivant les conditions de fonctionnement du propulseur, elle envahit toute la face avant de l'aile.

L'eau n'arrive plus alors que très imparfaitement et irrégulièrement au propulseur, et il finit par fonctionner dans un milieu compressible d'eau, d'air et de vapeur d'eau qui réduit de plus en plus son utilisation.

A la limite, en supposant qu'on puisse imprimer à l'hélice une vitesse de rotation assez considérable, celle-ci tournerait dans une masse de vapeur d'eau à faible tension et son utilisation serait nulle.

L'augmentation rapide et anormale du recul, pour certaines vitesses de rotation, est une indication précieuse pour dénoter l'apparition des premiers phénomènes de cavitation, puisqu'elle correspond à une réduction de l'utilisation.

La formation de la cavité remplie d'air et de vapeur d'eau dépend à la fois et de la hauteur de la colonne d'eau au-dessus de l'extrémité de l'aile, dans sa position la plus haute, et de la vitesse de la poussée de l'eau par la face arrière du propulseur.

Ce phénomène ne s'est d'ailleurs manifesté d'une manière sensible que depuis l'apparition des grandes vitesses de navire qui ont conduit à de plus grandes vitesses de rotation des propulseurs, le diamètre de ceux-ci ne pouvant varier que dans certaines limites, non plus que le rapport du pas au diamètre.

Il résulte des constatations faites par MM. Sydney Barnaby et Thornycroft sur le contre-torpilleur anglais *Daring*, le premier navire sur lequel on ait constaté une chute brusque d'utilisation à partir d'une certaine vitesse de rotation du propulseur, que le *phénomène de la cavitation*, ainsi qu'il le dénommèrent, commençait à se manifester lorsque la pression par centimètre carré de la surface projetée des ailes atteignait $0^{kg},793$, avec une immersion du bout de l'aile dans sa position la plus haute de $0^{m},280$, et que cette pression peut être augmentée de $\frac{1}{100}$ par chaque décimètre d'immersion supplémentaire.

Le phénomène de la cavitation avait d'ailleurs été signalé dès 1893 sous le nom

de *rupture du cylindre d'eau actionné* par le regretté Augustin Normand [1]. Son existence et les conclusions tirées par MM. S. Barnaby et Thornycroft des expériences du *Daring*, ont également été confirmées par une série remarquable d'expériences de Parsons qui a pu réussir à montrer photographiquement la formation progressive de la cavité remplie d'air et de vapeur d'eau.

Ce phénomène, déjà à craindre avec les hélices commandées par des machines alternatives à rotation rapide, est d'autant plus à redouter pour les propulseurs commandés par turbines à vapeur qui tournent plus vite encore.

Il faut donc, dans le calcul des hélices mues par turbines, examiner avec le plus grand soin si l'on ne se trouve pas à la limite de vitesse de rotation pour laquelle se produisent pour l'hélice considérée les premiers phénomènes de la cavitation qui sont généralement mis en évidence par l'exagération du recul; celui-ci atteint alors des valeurs très supérieures à celles qu'on rencontre d'ordinaire.

Le Tableau ci-après donne, à titre de renseignement, les pressions P par centimètre carré qu'il convient de ne pas dépasser pour différentes immersions I du bout de l'aile dans sa position supérieure.

TABLEAU II.

I.	P.	I.	P.	I.	P.	I.	P.	I.	P.
m	kg	m	kg	m	kg	m	kg	m	kg
0,280	0,793	0,500	0,816	0,750	0,836	1,000	0,856	1,500	0,896
0,300	0,797	0,550	0,820	0,800	0,840	1,100	0,864	1,600	0,904
0,350	0,804	0,600	0,824	0,850	0,844	1,200	0,872	1,700	0,912
0,400	0,808	0,650	0,828	0,900	0,848	1,300	0,880	1,800	0,920
0,450	0,812	0,700	0,832	0,950	0,852	1,400	0,888	1,900	0,928

Ces valeurs sont, bien entendu, des valeurs maxima au-dessous desquelles il y a intérêt à rester pour tenir compte des réductions d'immersion qui se produisent par mer agitée, réductions qui peuvent amener des variations de vitesse de rotation favorables à l'apparition des phénomènes de cavitation.

En pratique, le calcul de la pression réelle par unité de surface sur la face travaillante du propulseur est assez délicat et n'est pas sans présenter un certain aléa. Cette pression dépend en effet à la fois de l'immersion, du nombre de tours et aussi de la facilité plus ou moins grande qu'a l'eau pour arriver sur le propulseur, c'est-à-dire des formes du navire qui peuvent être caractérisées par son coefficient d'acuité.

Théoriquement, si l'on appelle Δ le diamètre du propulseur en mètres, H son pas (le pas moyen dans le cas d'un pas variable) en mètres, n le nombre de tours par seconde, la masse d'eau poussée en arrière par le pro-

---

[1] Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, année 1893.

pulseur, tant qu'il n'y a pas de cavitation, est donnée par l'expression

$$\frac{1026\frac{\pi}{4}\Delta^2 H n}{g} = 41{,}079\Delta^2 H n.$$

Comme, d'autre part, la vitesse qui lui est imprimée est nH, le travail correspondant au refoulement de cette masse d'eau est

$$41{,}079\Delta^2 H^3 n^2.$$

Ce travail est égal au produit de la poussée P par le chemin parcouru nH, on a donc pour valeur de P

$$(a) \qquad P = 41{,}079\Delta^2 H^2 n^2.$$

En pratique la poussée n'est pas aussi considérable, ainsi que l'ont démontré diverses expériences exécutées par le regretté M. Normand sur le torpilleur n° 153 (¹).

Le coefficient 41,079 doit être réduit dans une certaine proportion bien difficile à fixer, car elle dépend à la fois des trois éléments indiqués plus haut dont le plus important est certainement l'immersion.

Dans les expériences de M. Normand, avec $1^m,180$ d'immersion de l'axe du propulseur, ce qui correspond à $0^m,165$ pour le bout de l'aile à sa position la plus haute, la poussée ne put dépasser 4500^{kg} avec 232 tours, tandis qu'elle atteignit 7000^{kg} avec 192 tours seulement et une immersion de $1^m,480$, soit $0^m,465$ pour le bout de l'aile.

Il y avait évidemment dans le premier cas des phénomènes de cavitation qui ne se manifestaient pas dans le second.

Dans le premier cas la formule (a) donne pour valeur de la poussée

$$\begin{aligned} P &= 41{,}079 \times \overline{2{,}03}^2 \times \overline{2{,}37}^2 \times \left(\frac{232}{66}\right)^2 \\ &= 41{,}079 \times 4{,}121 \times 5{,}617 \times 14.946 \\ &= 4870^{kg}. \end{aligned}$$

Dans le second,

$$\begin{aligned} P &= 41{,}079 \times \overline{2{,}03}^2 \times \overline{2{,}37}^2 \times \left(\frac{192}{60}\right)^2 \\ &= 41{,}079 \times 4{,}121 \times 5{,}617 \times 10{,}24 \\ &= 9736^{kg}. \end{aligned}$$

Si l'on compare ces chiffres à ceux trouvés expérimentalement on voit que, dans le premier cas, ce dernier chiffre est de 9,25 pour 100 au-dessous du chiffre théorique et, dans le second, qu'il l'est de 7,18 pour 100 seulement.

L'immersion supplémentaire de $0^m,300$ pour le bout de l'aile correspond

(¹) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, année 1893.

donc à un gain de 2,07 pour 100, mais il faut remarquer qu'une partie de ce gain, impossible à fixer, est le résultat de l'abaissement du nombre de tours, l'acuité n'intervenant pas, ou du moins très peu.

Il n'est d'ailleurs pas possible de tirer des conclusions fermes de ces deux seules expériences, puisque, dans un cas, il y a eu cavitation et que, dans l'autre, il n'y a pas eu de phénomènes de ce genre.

Pour avoir une indication sur la variation réelle de la poussée avec l'immersion, il faudrait une série de chiffres correspondant à un nombre de tours constant et à une immersion progressive du propulseur.

De même, pour étudier l'influence du nombre de tours, il faudrait une immersion constante en faisant varier le nombre de tours. Ce sont des expériences longues et coûteuses qui auraient le plus grand intérêt, mais qu'il est bien peu probable de voir exécuter.

Grosso modo, la différence entre la poussée théorique et la poussée constatée expérimentalement est de 7 pour 100 pour une immersion de 0,465 du bout de l'aile, immersion qui représente 22 pour 100 du diamètre du propulseur.

Cette différence doit certainement diminuer suivant une certaine loi avec l'immersion, tant qu'il n'y a pas cavitation par suite de l'accroissement du nombre de tours, sans qu'on puisse avoir aucune indication exacte sur cette décroissance.

Le plus sûr, si l'on veut examiner dans quelles conditions de fonctionnement d'un propulseur donné on est exposé à la cavitation, est de considérer la poussée théorique qui, donnant des chiffres de pression par unité de surface trop forts, laissera en pratique une notable marge de sécurité.

Ce n'est que dans certains cas spéciaux, si l'on est à la limite, qu'il peut y avoir intérêt, pour le calcul de la pression sur l'aile, de tenir compte de la différence entre la poussée pratique et la poussée théorique, différence due aux diverses pertes inhérentes au fonctionnement du propulseur.

Encore faut-il noter que le chiffre indiqué plus haut se rapporte à un navire de petite taille et de grande acuité pour lequel l'eau arrive facilement au propulseur par suite du tracé des formes d'arrière. Avec un arrière plus plein, il est bien probable qu'à égalité du nombre de tours la différence serait plus considérable entre la poussée réelle et la poussée théorique.

Nous bornerons là les quelques indications, malheureusement très générales, qui résument ce que l'on sait sur la cavitation, qui est d'autant plus à redouter avec les hélices mues par turbines que généralement elles tournent plus vite que celles commandées par machines alternatives de même puissance.

Malgré leur rotation rapide, les hélices mues par turbines sont cependant dans des conditions de fonctionnement beaucoup plus satisfaisantes qu'on ne le suppose généralement, et le nombre de tours réalisé se rapproche beaucoup de celui qui est le plus favorable, étant données les conditions d'établissement des propulseurs.

Il est d'ailleurs possible d'étudier les conditions de fonctionnement de ces propulseurs en se basant, d'une part, sur les règles approximatives pour la détermination de la surface propulsive proposées en 1899 par M. A. Normand [1] et, d'autre part, sur une méthode indiquée par M. l'enseigne de vaisseau Durand-Vieil [2] dans un travail très intéressant.

Les règles de M. Normand s'accordent bien, ainsi que j'ai eu l'occasion de le vérifier dans différents cas, avec la pratique en ce qui concerne les navires suffisamment rapides, bien qu'elles s'écartent notablement des anciennes règles suivies et aussi de celles de MM. Thornycroft et S. Barnaby, à la suite de leurs expériences sur la cavitation.

Ces règles se résument dans les trois expressions ci-après, dont la dernière seule est intéressante au point de vue qui nous occupe :

$$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = h B^2 V, \tag{1}$$

$$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = i D^{\frac{2}{3}} V, \tag{2}$$

$$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = J \frac{F}{V^2}, \tag{3}$$

dans lesquelles

n est le nombre d'hélices du navire,
Δ le diamètre en mètres des propulseurs,
r le rapport de la surface projetée des ailes à celle du cercle circonscrit,
B^2 le maître-couple immergé en mètres carrés,
D le déplacement en tonneaux de 1000^{kg},
F la puissance développée en chevaux de 75^{kgm},
V la vitesse réalisée en nœuds,
h, i, J des coefficients déterminés expérimentalement.

M. Normand attribuait, avec raison, une grande importance au coefficient j et conseillait de ne pas lui donner une valeur inférieure à 0,55 pour les navires pouvant être convenablement immergés et d'augmenter cette valeur jusqu'à 0,75 pour ceux dont le tirant d'eau est, au contraire, limité.

Si de l'expression (3) nous tirons la valeur de J en fonction des autres données, nous avons

$$J = \frac{n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} V^2}{F} \tag{4}$$

ou, en appelant H le pas et μ le rapport $\frac{H}{\Delta}$, d'où $\Delta = \frac{H}{\mu}$,

$$J = \frac{n H r^{\frac{3}{4}} V^2}{\mu F}. \tag{5}$$

---

[1] Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, année 1899.

[2] *Moteurs à explosions et machines à vapeur* (*Revue maritime*, janvier 1906).

Nous voyons immédiatement que la valeur de J croît avec le carré de la vitesse et le rapport de la surface projetée des ailes au cercle circonscrit, mais qu'il est inversement proportionnel à la puissance développée, en laissant de côté le nombre des propulseurs, qui est le plus souvent imposé par des considérations diverses.

Si pour les hélices commandées par turbines la vitesse V est considérable, le diamètre Δ des propulseurs est limité par le nombre de tours relativement élevé nécessité par la turbine pour développer la puissance F. Aussi est-il évident *a priori* que, pour tous les navires à turbines existant jusqu'ici, la valeur de J sera inférieure à celle proposée par M. Normand.

On trouvera plus loin (Tableau III) la valeur de J pour un certain nombre de navires à turbines, et l'on pourra constater qu'en effet la valeur de J descend, surtout pour les plus anciens où le nombre de tours était plus grand, très sensiblement au-dessous de la limite indiquée.

D'autre part, l'expression (3) peut s'écrire

$$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = J\frac{F}{V^2} = J\frac{D^{\frac{2}{3}}V}{M^3}, \tag{6}$$

puisque $V = M\sqrt[3]{\frac{F}{D^{\frac{2}{3}}}}$.

De là on tire

$$V = \frac{n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} M^3}{JD^{\frac{2}{3}}}. \tag{7}$$

Si l'on reporte cette valeur dans l'équation fondamentale du fonctionnement de l'hélice,

$$H(1-\rho)N \times 60 = 1852\,V, \tag{8}$$

dans laquelle ρ est le recul (en pour 100 du pas) et N le nombre de tours par minute, on a

$$H(1-\rho)N \times 60 = 1852\frac{n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} M^3}{JD^{\frac{2}{3}}}, \tag{9}$$

d'où, en simplifiant,

$$N = 30866\frac{n^{\frac{1}{2}} r^{\frac{3}{8}} M^{\frac{3}{2}} V^{\frac{1}{2}}}{\mu(1-\rho)J^{\frac{1}{2}} D^{\frac{1}{3}}}.$$

Cette valeur représente le nombre de tours le plus avantageux, au point de vue des propulseurs, pour un déplacement D, une utilisation globale M, un rapport μ du pas au diamètre, un rapport r de la surface projetée des ailes au cercle circonscrit, un nombre n de propulseurs et enfin une valeur de J qui implique celle de la puissance F.

Pour les turbines, comme pour les machines alternatives, cette valeur de N doit généralement être modifiée pour des considérations relatives au

rendement et aux conditions de fonctionnement du moteur. Cette modification entraîne comme conséquence un changement dans la valeur de certaines données d'établissement du propulseur qui sont naturellement celles qui ne dépendent pas des conditions posées pour l'étude générale du navire.

La formule donnée plus haut fait immédiatement toucher du doigt pourquoi, pour les navires à turbines, il est plus facile de trouver des propulseurs appropriés aux grandes vitesses plutôt qu'aux faibles vitesses, et aussi pourquoi la solution du problème est plus facile pour un navire de faible tonnage que pour un navire de déplacement considérable.

Son examen fait immédiatement voir que, si le nombre de tours désirable au point de vue du rendement des turbines est relativement élevé, il faut, pour placer les propulseurs dans les conditions les plus favorables de fonctionnement, avoir le plus grand nombre d'hélices et, par suite, d'arbres, puisqu'on ne met qu'un propulseur par arbre, qu'il soit possible d'installer, et aussi la plus grande vitesse compatible avec le service en vue. Il n'est guère possible en effet d'augmenter r, qui paraît avoir atteint un maximum, ni M, qui dépend à la fois de D, de V et de F, données sur lesquelles on n'a qu'une action restreinte.

En pratique, les données des navires sont, dans des limites assez étroites, imposées à l'ingénieur, de sorte que la réussite d'un navire, et surtout d'un navire à turbines, dépend en grande partie de l'étude attentive qui aura été faite des conditions du service qu'il aura à remplir, et que c'est surtout sur son déplacement et sur sa vitesse qu'il importe d'agir. La réduction de l'un et l'accroissement de l'autre, dans la mesure compatible avec les besoins du service, faciliteront beaucoup la solution du problème.

L'étude du Tableau III, qui renferme les données de fonctionnement d'un certain nombre de navires à turbines, malheureusement trop peu nombreux, donne lieu à des observations intéressantes, bien que le nombre trop restreint d'exemples ne permette pas d'en tirer des règles précises.

On remarquera d'abord qu'en dehors du déplacement D, qui a une action directe sur le coefficient d'utilisation globale, celui-ci a une valeur d'autant plus élevée que le nombre de tours est plus faible.

C'est ainsi que le *Viking,* dont les propulseurs tournent à 430 et 450 tours, a un coefficient d'utilisation presque aussi élevé que le *Dreadnought,* qui déplace sept fois plus, mais dont les propulseurs tournent encore, malgré la puissance beaucoup plus considérable développée par les turbines, à plus de 400 tours pour une vitesse de marche inférieure à celle du *Viking*.

D'autre part, les essais progressifs exécutés montrent que pour un même navire le coefficient d'utilisation croît jusqu'à des vitesses comprises entre 15 et 17 nœuds, puis diminue.

Au-dessous de ces vitesses, il est plus faible parce que le rendement des turbines s'abaisse sensiblement, et, s'il l'est également au-dessus, cela tient à ce que le rendement des propulseurs prend une influence prépondérante et

TABLEAU III. — *Données de fonctionnement des hélices*

NOM du navire.	CLASSE DU NAVIRE.	DONNÉES DE CARÈNE.				DONNÉES DES PROPULSEURS.				
		Longueur L.	Largeur *l*.	Tirant d'eau T.	Déplacement D.	Désignation des hélices.	Diamètre Δ.	Pas H.	Rapport $\frac{H}{\Delta}$	Rapport *r*.
		m	m	m	tx		m	m	m	m
Viking.....	Paquebot faisant le service de l'île de Man (Isle of Man SS. Company)...	106,68	13,800	3,355	2400	centrale latérales	1,982 1,982	1,880 1,880	0,948 0,948	0,56 0,56
Manxman...	Paquebot faisant le service de l'île de Man (Midland Railway Company)...	100,58	13,125	4,035	2489	centrale latérales	1,880 1,702	1,702 1,524	0,905 0,895	0,56 0,56
Londonderry.	Paquebot faisant le service de l'Irlande (Midland Railway Company).....	100,58	12,810	3,962	2400	centrale latérales	1,524 1,524	1,372 1,372	0,899 0,899	0,56 0,56
Amethyst....	Croiseur de 3e classe (Marine anglaise).....	109,73	12,190	4,410	3050	centrale latérales	2,033 2,033	2,000 1,754	0,983 0,862	0,56 0,56
Dreadnought.	Cuirassé de 1re classe (Marine anglaise).....	149,35	24,995	8,077	18000	extérieures intérieures	2,692 2,692	2,553 2,553	0,948 0,948	0,56 0,56

(1) J calculé par la formule $J = \frac{n \Delta^2 r^{\frac{3}{4}} V^2}{F}$.

de quelques navires à turbines. Nombres de tours réels et calculés.

PUISSANCE développée HP.	VITESSE en nœuds V.	VALEUR du coefficient M.	VALEUR du coefficient J (1).	VITESSE périphérique v_p.	AVANCE PAR TOUR théorique A_t.	AVANCE PAR TOUR réelle A_v.	RECUL absolu $A_t - A_v$.	RECUL en pour 100 de A_t.	NOMBRE DE TOURS. réel N.	NOMBRE DE TOURS. calculé (2) N_t.
HP	n			m	m	m	m	p. 100		
10000	23,53	6,259	0,4223	44,570	1,880	1,689	0,191	10	430	438
				46,650	1,880	1,613	0,267	14	450	459
9810	23,141	6,140	0,3995	52,460	1,702	1,340	0,362	21,22	533	569
				54,270	1,524	1,172	0,352	23,09	609	639
8620	22,27	6,135	0,2880	53,460	1,372	1,025	0,347	25,3	670	711
				59,850	1,372	0,916	0,456	33,4	750	817
897	10,00	6,18	0,894	T. 21,098	1,754	1,557	0,197	11,23	198,2	200
				M. 12,983	2,000	1,846	0,154	7,7	167,2	168
				B. 21,737	1,754	1,511	0,243	13,85	204,2	205
2251	14,62	6,38	0,749	T. 30,838	1,754	1,498	0,256	14,59	289	281
				M. 9,811	2,000	3,159	−1,159	−57,9	137,4	133
				B. 30,923	1,754	1,494	0,260	14,82	290,5	282
4770	18,186	6,42	0,556	T. 41,690	1,754	1,433	0,321	18,30	391,6	391
				M. 33,592	2,000	1,755	0,245	12,25	319,8	318
				B. 27,050	1,754	1,612	0,145	8,09	348,1	346
7780	20,600	6,32	0,467	T. 47,987	1,754	1,410	0,344	19,61	450,8	423
				M. 38,389	2,000	1,760	0,240	12,00	361,1	339
				B. 42,799	1,754	1,581	0,173	9,86	402,1	377
11850	23,060	6,01	0,360	T. 52,032	1,754	1,456	0,298	16,98	488,8	488
				M. 46,412	2,000	1,632	0,368	18,40	436	436
				B. 52,420	1,754	1,444	0,310	17,67	492,6	493
13300	23,630	6,00	0,336	T. 51,521	1,754	1,506	0,248	14,13	484	494
				M. 47,796	2,000	1,624	0,376	18,80	449	458
				B. 53,118	1,754	1,461	0,293	16,70	499	509
5057	13,000	6,68	0,4088	ET. 26,030	2,553	2,172	0,381	14,8	184,67	228
				IT. 29,168	2,553	1,939	0,614	24,0	206,94	255
				IB. 28,235	2,553	2,003	0,550	21,5	200,52	247
				EB. 25,571	2,553	2,211	0,342	13,4	181,42	224
17157	19,300	6,60	0,2655	ET. 40,342	2,553	2,081	0,472	18,5	286,22	355
				IT. 42,051	2,553	1,996	0,557	21,9	298,34	370
				IB. 41,495	2,553	2,023	0,530	21	294,40	366
				EB. 40,605	2,553	2,082	0,471	18,5	288,08	355
25043	21,25	6,41	0,2205	ET. 45,388	2,553	2,037	0,516	20,2	322,02	400
				IT. 47,528	2,553	1,945	0,608	23,8	337,20	419
				IB. 46,964	2,553	1,918	0,585	23	333,20	414
				EB. 45,245	2,553	2,038	0,515	20,2	321,00	400

(2) N_t calculé par la formule $N_t = 30,866 \dfrac{n^{\frac{1}{2}} r^{\frac{3}{8}} M^{\frac{3}{2}} V^{\frac{1}{2}}}{\mu(1-\rho) J^{\frac{1}{2}} D^{\frac{1}{4}}}$.

TABLEAU III. — *Données de fonctionnement des hélices*

NOM du navire.	CLASSE DU NAVIRE.	DONNÉES DE CARÈNE.				DONNÉES DES PROPULSEURS.				
		Longueur L.	Largeur *l*.	Tirant d'eau T.	Déplacement D.	Désignation des hélices.	Diamètre Δ.	Pas H.	Rapport $\frac{H}{\Delta}$	Rapport *r*.
		m	m	m	tx		m	m	m	m
Viking.....	Paquebot faisant le service de l'île de Man (Isle of Man SS. Company)...	106,68	12,800	3,355	2400	centrale latérales	1,982 1,982	1,880 1,880	0,948 0,948	0,56 0,56
Manxman...	Paquebot faisant le service de l'île de Man (Midland Railway Company)...	100,58	13,125	4,035	2489	centrale latérales	1,880 1,702	1,702 1,524	0,905 0,895	0,56 0,56
Londonderry.	Paquebot faisant le service de l'Irlande (Midland Railway Company).....	100,58	12,810	3,962	2400	centrale latérales	1,524 1,524	1,372 1,372	0,899 0,899	0,56 0,56
Amethyst....	Croiseur de 3e classe (Marine anglaise).....	109,73	12,190	4,410	3050	centrale latérales	2,033 2,033	2,000 1,754	0,983 0,863	0,56 0,56
Dreadnought.	Cuirassé de 1re classe (Marine anglaise).....	149,35	24,995	8,077	18000	extérieures intérieures	2,692 2,692	2,553 2,553	0,948 0,948	0,56 0,56

(1) J calculé par la formule $J = \frac{n \Delta^2 r^3 V^2}{F}$.

de quelques navires à turbines. Nombres de tours réels et calculés.

PUISSANCE développée HP.	VITESSE en nœuds V.	VALEUR du coefficient M.	VALEUR du coefficient J (1).	VITESSE périphérique v_p.	AVANCE PAR TOUR théorique A_t.	AVANCE PAR TOUR réelle A_v.	RECUL absolu $A_t - A_v$.	RECUL en pour 100 de A_t.	NOMBRE DE TOURS. réel N.	NOMBRE DE TOURS. calculé (2) N_1.
	n			m	m	m	m	p. 100		
HP 10000	23,53	6,259	0,4223	44,570	1,880	1,689	0,191	10	430	438
				46,650	1,880	1,613	0,267	14	450	459
9810	23,141	6,140	0,3295	52,460	1,702	1,340	0,362	21,22	533	569
				54,270	1,524	1,172	0,352	23,09	609	639
8600	22,37	6,135	0,2880	53,460	1,372	1,025	0,347	25,3	670	711
				59,850	1,372	0,916	0,456	33,4	750	817
897	10,00	6,18	0,894	T. 21,098	1,754	1,557	0,197	11,23	198,2	200
				M. 12,983	2,000	1,846	0,154	7,7	167,2	168
				B. 21,737	1,754	1,511	0,243	13,85	204,2	205
2251	14,62	6,38	0,749	T. 30,838	1,754	1,498	0,256	14,59	289	281
				M. 9,811	2,000	3,159	—1,159	—57,9	137,4	133
				B. 30,923	1,754	1,494	0,260	14,82	290,5	282
4770	18,186	6,42	0,556	T. 41,690	1,754	1,433	0,321	18,30	391,6	391
				M. 33,592	2,000	1,755	0,245	12,25	319,8	318
				B. 27,050	1,754	1,612	0,145	8,09	348,1	346
7980	20,600	6,32	0,467	T. 47,987	1,754	1,410	0,344	19,61	450,8	423
				M. 38,389	2,000	1,760	0,240	12,00	361,1	339
				B. 42,799	1,754	1,581	0,173	9,86	401,1	377
11850	23,060	6,01	0,360	T. 52,032	1,754	1,456	0,298	16,98	488,8	488
				M. 46,412	2,000	1,632	0,368	18,40	436	436
				B. 52,420	1,754	1,444	0,310	17,67	492,6	493
13500	23,630	6,00	0,336	T. 51,521	1,754	1,506	0,248	14,13	484	494
				M. 47,796	2,000	1,624	0,376	18,80	449	458
				B. 53,118	1,754	1,461	0,293	16,70	499	509
5057	13,000	6,68	0,4088	ET. 26,030	2,553	2,172	0,381	14,8	184,67	228
				IT. 29,168	2,553	1,959	0,614	24,0	206,94	255
				IB. 28,235	2,553	2,003	0,550	21,5	200,32	247
				EB. 25,571	2,553	2,211	0,342	13,4	181,42	224
17157	19,300	6,60	0,2655	ET. 40,342	2,553	2,081	0,472	18,5	286,22	355
				IT. 42,051	2,553	1,996	0,557	21,9	298,34	370
				IB. 41,495	2,553	2,023	0,530	21	294,40	366
				EB. 40,605	2,553	2,082	0,471	18,5	288,08	355
25043	21,25	6,41	0,2205	ET. 45,388	2,553	2,037	0,516	20,2	322,02	400
				IT. 47,528	2,553	1,945	0,608	23,8	337,20	419
				IB. 46,964	2,553	1,918	0,585	23	333,20	414
				EB. 45,245	2,553	2,038	0,515	20,2	321,00	400

N_1 calculé par la formule $N_1 = 30,866 \dfrac{n^{\frac{1}{2}} r^{\frac{3}{8}} M^{\frac{3}{2}} V^{\frac{1}{2}}}{\mu (1-\rho) J^{\frac{1}{2}} D^{\frac{1}{4}}}$.

qu'il est relativement faible, par suite de la grande vitesse de rotation. Toutefois, l'abaissement du coefficient d'utilisation est moins rapide dans le premier cas que dans le second, ce qui semblerait montrer que l'influence du rendement de la turbine sur le rendement global est moins grande que celle du rendement du propulseur. Il paraîtrait donc logique, en présence de cette observation, de préférer, dans de certaines limites, bien entendu, une réduction du rendement de la turbine à celle du rendement du propulseur.

L'étude des variations du coefficient J avec la vitesse de rotation montre combien le regretté M. Normand avait raison de conseiller de prendre pour J une valeur comprise entre 0,50 et 0,60.

L'*Amethyst*, croiseur de troisième classe de la Marine anglaise, a précisément le maximum du coefficient d'utilisation correspondant à 0,556 et à une vitesse de 18 nœuds, et le *Dreadnought* a une valeur de J = 0,4088, correspondant à une vitesse de 13 nœuds.

Le paquebot *Viking*, de 2400 tonneaux, est celui des paquebots cités qui a pour J la valeur la plus élevée, 0,4223, et c'est aussi celui qui a le meilleur coefficient d'utilisation.

Il semble donc, autant qu'on peut le conclure d'un nombre aussi restreint d'exemples, que, bien qu'il y ait intérêt à atteindre pour le coefficient J des navires à turbines une valeur s'approchant de 0,50, il est assez difficile de l'atteindre en raison de la vitesse de rotation plus grande.

On peut, jusqu'à 2500 ou 3000 tonneaux, obtenir des résultats satisfaisants en admettant pour J une valeur comprise entre 0,40 et 0,45.

Enfin, si sur le Tableau III on compare le nombre de tours réalisé au nombre de tours calculé par la formule, on peut constater que la différence entre ces deux nombres est d'autant moins grande que leur valeur absolue est moins considérable et, qu'influence de tonnage mise à part, ceux pour lesquels elle est la moins marquée sont précisément ceux correspondant au meilleur coefficient d'utilisation.

Il semble donc que la formule indiquée permet d'apporter une certaine précision dans le calcul de Δ de H et par suite de $\mu = \frac{H}{\Delta}$.

Cette conclusion semble d'autant plus permise que dans ce cas les propulseurs ont des reculs très modérés et tout à fait comparables à ceux des hélices mues par machines alternatives.

En se basant sur le nombre de tours donné par la formule on peut donc arriver à donner aux propulseurs les proportions nécessaires pour leur assurer de bonnes conditions de fonctionnement.

Si un nombre de tours n'est pas compatible avec un rendement acceptable des turbines, il faut procéder par tâtonnements pour se rapprocher du nombre de tours désirable pour le moteur en faisant varier d'abord le rapport μ qui peut, sans inconvénient sérieux, osciller dans des limites assez étendues et descendre jusque vers 0,750. On agirait ensuite successivement sur ceux des

autres éléments que les conditions du problème permettraient de modifier le plus commodément.

Toutefois, nous croyons qu'il y a intérêt, surtout pour les grandes vitesses, à accepter plutôt une perte de rendement pour les turbines qu'une perte semblable pour les propulseurs. C'est une question d'espèces, et il est difficile de fixer des limites à ce sujet, ces limites dépendant d'un assez grand nombre d'éléments. Il va toutefois sans dire qu'il ne faut pas accepter pour les turbines une chute de rendement trop considérable; aussi le plus souvent est-on obligé de partager la perte de rendement entre le moteur et le propulseur, en consentant pour le premier une perte de rendement supérieure à celle du second.

Pour les tonnages supérieurs, il est même difficile d'obtenir cette valeur, et, pour s'en approcher, il faudrait abaisser le nombre de tours dans des proportions quelquefois trop considérables pour que le rendement des turbines reste satisfaisant.

Nous avons cru utile de présenter ces quelques observations comme contribution à l'étude de l'application des turbines à la propulsion des navires.

Elles ne donnent guère que des indications générales, mais celles-ci sont cependant susceptibles de rendre service dans le calcul des propulseurs mus par turbines.

A la vérité, M. Speakmann, dans une très intéressante communication faite à la Société des Ingénieurs et Constructeurs de navires d'Écosse ([1]), a indiqué une méthode empirique pour la détermination du diamètre des propulseurs mus par turbines, méthode déduite d'un assez grand nombre de résultats et présentant par suite un intérêt sérieux.

Malheureusement, cette méthode est basée sur l'évaluation de la poussée effective, bien difficile, comme nous l'avons vu, à déterminer exactement.

D'autre part elle comporte l'usage d'un coefficient déduit de la poussée par unité de surface de l'aile et du rapport de la surface projetée des ailes à celle du cercle circonscrit, coefficient dont le mode de détermination n'est pas indiqué. Cette méthode ne résout donc pas définitivement la question qui reste à l'étude.

Il ne sera guère en effet possible de déterminer des règles précises par le calcul du diamètre des propulseurs mus par turbines que lorsque des applications plus nombreuses auront donné une base sérieuse à ces règles.

Jusque-là il faudra procéder par comparaison en pesant avec soin l'influence des divers éléments qui entrent dans le calcul du diamètre des propulseurs et en étudiant en détail les conditions du service auquel doit faire face le navire.

([1]) Voir *Transactions of the Society of Engineers and shipbuilders of Scotland*, 1905

NOTE SUR LE TRAVAIL A LA TÂCHE

DANS LES TRAVAUX DE CONSTRUCTIONS NAVALES,

PAR M. LAUBEUF,
Ancien Ingénieur en chef de la Marine.

Le but de la présente Note est d'exposer la question du travail à la tâche dans les travaux de constructions navales.

§ I. — Objections présentées contre le travail à la tâche.

Il y a unanimité dans l'industrie pour employer le travail à la tâche. De nombreux exemples prouvent son efficacité au point de vue du rendement.

En particulier, dans les arsenaux de l'État, le ralentissement considérable de production signalé partout depuis l'adoption de la journée de 8 heures et la suppression du travail à la tâche (Circulaire ministérielle du 24 avril 1902) rend indispensable la reprise de celui-ci qui a fonctionné de 1891 à 1902.

Les syndicats ouvriers sont, en général, opposés au travail à la tâche. J'ai essayé, lorsque j'étais au Service de la Marine, de connaître les arguments qu'ils pouvaient présenter contre lui.

Voici ceux que j'ai ordinairement entendus :

1° Les travaux à la tâche ne peuvent être donnés qu'à une fraction minime du personnel, 20 à 25 pour 100 au maximum. Ce ne sont pas ceux-là qui en ont demandé la suppression, mais bien les 75 à 80 pour 100 autres qui n'en bénéficiaient pas. Malheureusement, il est impossible de faire autrement, les travaux à la tâche ne pouvant être appliqués rationnellement dans une grande partie des travaux de montage ou de réparation. C'est une conséquence forcée du genre de travail des arsenaux. Dans l'industrie, où l'on ne fait guère que de la construction neuve, je pense qu'on peut arriver à renverser cette proportion.

2° Parmi les ouvriers qui bénéficient du travail à la tâche figurent beaucoup d'ouvriers conduisant des machines-outils. Or, ces postes sont souvent

donnés à des ouvriers fatigués, ou blessés antérieurement, de sorte que de bons ouvriers, qui n'étaient qu'à la journée, ont vu des ouvriers médiocres mis à la tâche et gagnant des primes, alors qu'eux-mêmes n'en pouvaient avoir, vu la nature des travaux auxquels ils étaient occupés, d'où leur mécontentement.

3° On accuse les travaux à la tâche de faciliter le favoritisme. J'avoue ne pas voir comment. Pour le travail aux machines-outils, le rivetage, etc., il y a des tarifs *généraux*, le même pour tous les ouvriers travaillant à une machine donnée ou à poser des rivets de calibres donnés. Il n'y a donc pas de favoritisme possible.

Pour les travaux donnés à une équipe, l'équipe participe tout entière aux primes, sans aucune exception.

4° On a critiqué à cet égard les *coefficients* attribués parfois aux différents hommes d'une équipe dans la répartition des primes gagnées par l'équipe. Je pense qu'il y a lieu de supprimer purement et simplement ces coefficients, ce qui fera tomber cette observation.

5° On a dit que les ouvriers à la tâche se fatiguaient beaucoup pour gagner très peu, ce qui constituait une exploitation du travailleur par l'État-patron. Comme on le verra plus loin, le système que nous préconisons serait plus avantageux pour l'ouvrier que le système ancien, et la Marine y trouverait encore, à mon avis, un bénéfice très suffisant.

6° On a enfin critiqué les modifications de tarifs de tâche qui faisaient que les ouvriers, au bout de deux ou trois abaissements de tarifs, ne gagnaient plus rien en travaillant activement.

Il faut avouer qu'il y a eu à cet égard des fautes commises. Mon opinion est qu'il faut étudier de près les tarifs avant de les mettre en vigueur et ne plus les changer.

Du reste, le système de primes que je propose fait qu'en cas d'erreur même grossière, la prime ne serait pas désastreuse pour l'employeur.

§ II. — Conditions à remplir par le système de rémunération à employer.

Pour qu'un système de rémunération de l'ouvrier soit bon, il faut

A. Qu'il soit *autant que possible* individuel, c'est-à-dire que le gain de l'ouvrier dépende de lui-même, de son zèle, de son habileté professionnelle.

B. Qu'il récompense non seulement l'*habileté professionnelle* de l'ouvrier, mais aussi *le zèle* qu'il met, c'est-à-dire qu'un ouvrier d'habileté moyenne qui s'efforce de bien faire soit encouragé en gagnant quelque chose.

C. Que l'ouvrier touche le plus tôt possible le gain résultant de son effort, c'est-à-dire, par exemple, tous les quinze jours avec sa paie de quinzaine.

D. Que le tarif soit établi de façon que l'ouvrier sache, au moyen d'un calcul simple, pour chaque travail mis à tâche, quel est son gain.

E. Que le tarif soit fait de telle sorte que chaque ouvrier ait intérêt à

donner son maximum de production et que l'employeur y ait aussi intérêt.

F. Enfin que le système, avantageux pour l'ouvrier, le soit aussi pour le patron, c'est-à-dire qu'en augmentant le salaire journalier de l'ouvrier, il abaisse le prix de revient des objets fabriqués.

Cette dernière condition met en présence deux propositions qui paraissent opposées l'une à l'autre en apparence : c'est la théorie de la lutte du capital et du travail. Il n'en est rien en réalité. Ce n'est pas d'aujourd'hui que l'on constate que les objets fabriqués sont *au plus bas prix* dans les pays où les salaires sont *les plus élevés*. Ceci est bien net pour beaucoup d'industries. En ce qui concerne particulièrement les constructions navales, par exemple, il suffit de consulter les budgets des divers États, pour voir qu'elles sont plus chères en Russie qu'en France, en France qu'en Allemagne, en Allemagne qu'en Angleterre. Or, les salaires moyens des arsenaux sont : Russie 2fr,65, France 3fr,80, Allemagne 4fr,50, Angleterre 6fr.

Il faut donc avoir un nombre plus faible de *bons ouvriers, bien payés, avec un outillage excellent,* plutôt qu'un nombre considérable d'ouvriers de capacité ordinaire, assez faiblement payés et munis d'un outillage médiocre. Cette triple condition de mauvais rendement est pleinement remplie par les arsenaux de la Marine, et l'on voit ici que la question des prix de revient se lie non seulement à l'augmentation du rendement de la main-d'œuvre (travail à la tâche, augmentation des salaires, congédiements des non-valeurs), mais aussi aux perfectionnements nécessaires de l'outillage.

§ III. — Revue des divers systèmes de rémunération.

1° *Le travail payé à l'heure ou à la journée* est la négation de tout effort individuel, de toute recherche de perfectionnement; on doit chercher à le réduire le plus possible. Malheureusement dans les constructions navales, comme nous l'avons dit plus haut, bien des travaux ne peuvent se faire autrement.

2° *Participation aux bénéfices.* — Ce système est inapplicable dans la Marine qui ne fait pas de bénéfice. Il est d'ailleurs condamné même dans l'industrie, puisque, malgré toutes les tentatives faites dans cette voie, une récente statistique montre que 93 entreprises seulement en France, 101 en Angleterre, 50 aux États-Unis l'emploient.

Son principe est d'ailleurs contraire aux conditions énoncées plus haut : prime à l'effort individuel, à l'habileté professionnelle, payement rapide de la prime, facilité pour l'ouvrier de calculer son gain.

De plus, le bénéfice étant dû, pour une bonne partie, à la direction de l'entreprise, on peut voir, en fin d'année, des ouvriers ayant travaillé avec ardeur toute l'année ne rien toucher si la direction a mal conduit l'affaire. C'est une source de contestations et de mésentente.

3° *Travail aux pièces.* — Le travail aux pièces est actuellement le plus

employé des travaux à la tâche. Il n'est que peu applicable dans la Marine où il n'y a pas assez de travaux en série. D'ailleurs, en pratique, ce système n'est pas équitable. Le prix de revient une fois déterminé est mis aux pièces à un certain tarif. Si ce tarif est élevé, l'ouvrier habile gagne un bon salaire, l'ouvrier de capacité moyenne ne gagne plus de quoi vivre, *malgré le zèle* qu'il peut déployer et qui n'est pas récompensé.

Si le tarif est plus élevé, tous deux gagnent, mais le patron arrive à payer des salaires tellement élevés qu'il diminue le tarif et que l'ouvrier pour éviter une diminution est conduit à limiter sa production et, par suite, son gain, ce qui est contraire à la condition E ci-dessus.

D'autre part, avec ce système, le patron n'a aucun intérêt à ce que l'ouvrier dépasse de beaucoup la production prévue, car il n'y gagne rien, le prix payé par pièce étant toujours le même. Donc ce système est à rejeter.

4° *Échelle mobile des salaires.* — Ce système, très employé en Angleterre et en Amérique dans les mines de charbon et les usines métallurgiques, est certainement un des plus rationnels qu'on puisse trouver, le salaire étant réglé par exemple pour deux mois, d'après le prix de vente moyen des deux mois précédents. Il est malheureusement inapplicable dans la Marine et les Chantiers de constructions navales.

5° *Sous-entreprise.* — La sous-entreprise, appelée de différents noms (New-England contract plan, louage de service, contrat de travail), peut se faire soit vis-à-vis d'un véritable sous-entrepreneur qui, à son tour, se retrouve dans les conditions d'un employeur, ce qui ne fait que déplacer la question, soit vis-à-vis d'une collectivité, ce qui n'est guère applicable que dans des cas particuliers (par exemple à l'équipage d'un bateau de pêche) et présente les inconvénients de la rémunération *collective* qui, nous l'avons vu, doit être écartée autant que possible.

Pour les travaux de la Marine, d'ailleurs, ce système ne peut être appliqué facilement, car il faudrait que l'Administration trouve devant elle des équipes constituées d'une façon fixe, ce qui ne peut se faire que pour des travaux bien définis, se représentant fréquemment, et qui sont malheureusement trop rares sur nos travaux.

6° *Primes horaires* (1). — Nous arrivons enfin au système des primes horaires. Ce système, imaginé par l'américain Halsey (1890), est celui qui a été appliqué par la Marine française, depuis 1891 jusqu'à 1902, et qui est aujourd'hui appliqué par l'Amirauté anglaise. Il y a quelques variantes dont la plus importante est celle du décompte des primes, mais le principe est toujours le même; c'est le suivant :

Le système des primes horaires consiste à évaluer les bénéfices dus à l'aug-

---

(1) Voir *Mémorial du Génie maritime,* Note de M. le Directeur Berrier-Fontaine, numéro de décembre 1901.

mentation de production par rapport à un temps alloué avant de commencer le travail, ou temps étalon. Ces bénéfices sont partagés entre l'ouvrier et le patron suivant une proportion réglée d'avance.

Voici la traduction de la proclamation affichée dans les ateliers *Tylor et fils;* nous la donnons parce qu'elle définit admirablement les avantages matériels et moraux du système :

« A NOS OUVRIERS : *Le système à primes.*

» Le caractère de ce système de paye est d'être favorable à la fois au patron et à l'ouvrier, en permettant au premier de produire meilleur marché, c'est-à-dire d'avoir davantage de commandes dont bénéficiera l'atelier, et en assurant au second un salaire *plus élevé* qu'avec aucun mode de rétribution.

» Le mécanisme du système à prime est le suivant :

» Un certain travail doit être fait. Le patron admet, *d'accord avec l'ouvrier chargé d'exécuter ce travail,* qu'un certain temps, très raisonnable, est nécessaire pour exécuter l'ouvrage. Ce temps est appelé *temps étalon,* et sera *toujours* le même pour un même travail. Il n'y aura donc *jamais* à redouter de *baisse de prix* comme pour le travail aux pièces, et la méfiance bien légitime qu'elle occasionne est éliminée.

» Si le travail est fait plus rapidement que le temps étalon, il y a un certain gain réalisé, dû à la fois à une diligence spéciale de la part de l'ouvrier et au degré de perfection des outils que le patron met à sa disposition. Ce gain sera alors loyalement *partagé* et payé en *plus du salaire normal* sous forme de prime.

» Il est donc avantageux pour les deux que l'un, le patron, fournisse les meilleurs outils possible, ce qui lui coûte pourtant très cher, et l'autre, l'ouvrier, utilise ces outils avec le maximum d'intelligence et d'habileté, en indiquant même les perfectionnements qui lui permettraient d'opérer plus rapidement.

» *Le système à primes n'implique ni ne peut impliquer de contrainte forcée ou de surveillance désobligeante pour l'ouvrier.*

» *Il permet aux meilleurs ouvriers d'atteindre les plus forts salaires, sans aucune limite arbitraire.*

» Il réunit les intérêts du patron et ceux de l'ouvrier en faveur de l'accroissement de production, lequel profite aux deux : au premier sous forme d'une diminution de prix de revient, au second sous forme d'une *augmentation de la paye.*

» L'augmentation de la paye chez l'ouvrier sera d'autant plus forte que la diminution du prix de revient pour le patron sera plus élevée et, par conséquent, tout désir ou toute nécessité d'un *abaissement des salaires sont définitivement écartés.* »

J. TYLOR et FILS, *Limited* (1902).

Par un hasard extraordinaire, c'est au moment où l'administration de la Marine française abandonnait ce système dont l'usage se répand de plus en plus en Amérique et en Angleterre, que l'Amirauté anglaise l'a adopté pour ses arsenaux sous le nom de *premium plan*. Nous donnons plus loin la traduction de l'avis affiché dans les arsenaux anglais le 1er mars 1904.

C'est actuellement ce système de prime horaire qui rallie le plus de suffrages. C'est le seul qui réalise dans une large mesure les conditions exigées d'une rémunération rationnelle du travail : il est aussi individuel que possible, l'ouvrier touche rapidement son gain, peut le calculer très aisément, a intérêt à pousser sa production au maximum, enfin le prix de revient est abaissé.

Un exemple typique est donné par les *Blank Engineering Works* qui, ayant eu à exécuter un lot de 200 machines pareilles, en ont fait 100 à la journée et 100 avec le système des primes horaires.

Les résultats ont été les suivants :

Prix de revient d'une machine.	travail à la journée.....	2408 dollars
	travail avec primes horaires.....	1674 »
Heures passées pour une machine.	travail à la journée.....	11982 heures
	travail avec primes horaires.....	5862 »

Diminution du prix de revient : 30,4 pour 100.

Augmentation du salaire journalier : 52 pour 100.

Les différences qui se produisent dans l'application de ce système viennent de la manière de décompter ces primes.

Dans le système Halsey, la prime est égale au nombre d'heures gagnées sur le temps alloué, multipliées par le *salaire horaire* de l'ouvrier, et l'on prend une proportion de ce chiffre variable suivant les ateliers de 33 pour 100, ou 50 pour 100 ou même davantage.

Dans la Marine française la prime était égale au nombre d'heures gagnées sur le temps alloué, multipliées par le chiffre constant $0^{fr},15$, ce qui, avec les salaires de l'époque de sa première application, formait à peu près la moitié du gain de main-d'œuvre et ferait aujourd'hui 33 pour 100 seulement.

Dans le système Rowan, adopté par l'Amirauté anglaise, le temps primé n'est plus le gain réel d'heure de travail, mais un temps calculé par la formule

$$\frac{\text{temps employé} \times \text{temps gagné}}{\text{temps alloué}}.$$

C'est ce temps que l'on multiplie par la prime horaire qui est égale à la totalité du salaire horaire de l'ouvrier.

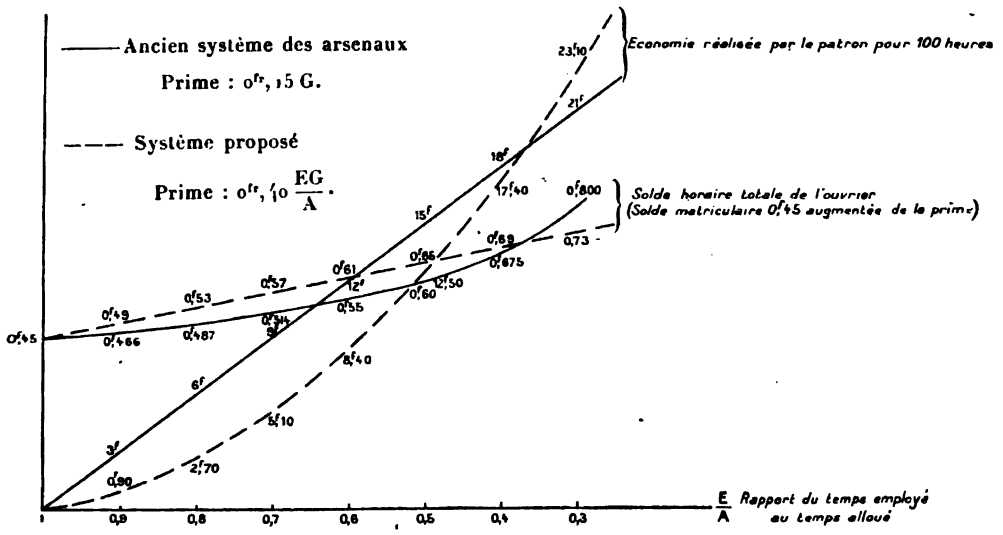
§ IV. — Système proposé. Comparaison avec les autres.

Nous préconisons ce dernier système, mais en prenant pour facteur, non pas le salaire horaire individuel de l'ouvrier, mais un chiffre fixe qui sera, par exemple, $0^{fr},40$.

Ceci est basé sur les raisons suivantes :

1° La capacité de l'ouvrier n'est pas toujours en raison directe de son salaire. Dans les arsenaux de la Marine, surtout avec les avancements à l'an-

Graphique avec un salaire horaire matriculaire de $0^{fr},45$.



cienneté, il n'est pas rare de voir un ouvrier jeune taxé à $3^{fr},50$, tandis qu'un plus ancien et moins habile aura $4^{fr},20$. Il ne faut donc pas proportionner la prime au salaire individuel.

2° Même dans le cas où le salaire représenterait la capacité professionnelle, nous proposerions un chiffre constant et non proportionnel au salaire, parce qu'il faut, comme nous l'avons dit, récompenser non seulement la capacité, mais aussi le zèle et la bonne volonté déployés. Voici dans cette hypothèse un Tableau donnant l'idée des primes qui seront payées dans les différents systèmes en supposant que l'ouvrier ait un salaire de $0^{fr},60$ à l'heure en Angleterre, $0^{fr},45$ en France.

NOMBRE D'HEURES			SALAIRE DE L'OUVRIER.																ÉCONOMIE RÉALISÉE PAR LE PATRON.			
			Système Halsey (partage égal du bénéfice).				Système ancien de la marine française.				Système Rowan (arsenaux anglais).				Système proposé.							
alloué. A.	employé. E.	gagné. G.	Solde normale.	Prime $0^{fr},30$ G.	Total.	Solde horaire totale.	Solde normale actuelle.	Prime $0^{fr},15$ G.	Total.	Solde horaire totale.	Solde normale.	Prime $0^{fr},60 \frac{E \times G}{A}$	Total.	Solde horaire totale.	Solde normale.	Prime $0^{fr},10 \frac{E \times G}{A}$	Total.	Solde horaire totale.	Système Halsey.	Système Rowan.	Système ancien de la marine avec les soldes actuelles.	Système proposé.
h	h	h	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr	fr
100	100	0	60	0	60	0,60	45	0	45	0,45	60	0	60	0,60	45	0	45	0,45	0	0	0	0
100	90	10	54	3	57	0,633	40,50	1,50	42	0,466	54	5,40	59,40	0,66	40,50	3,60	44,10	0,49	3	0,60	3	0,90
100	80	20	48	6	54	0,675	36	3	39	0,487	48	9,60	57,60	0,72	36	6,30	42,30	0,53	6	2,40	6	2,70
100	70	30	42	9	51	0,730	31,50	4,50	36	0,514	42	12,60	54,60	0,78	31,50	8,40	39,90	0,57	9	5,40	9	5,10
100	60	40	36	12	48	0,800	27	6	33	0,550	36	14,40	50,40	0,84	27	9,60	36,60	0,61	12	9,60	12	8,40
100	50	50	30	15	45	0,900	22,50	7,50	30	0,600	30	15,00	45,00	0,90	22,50	10,00	32,50	0,65	15	15,00	15	12,50
100	40	60	24	18	42	1,050	18	9	27	0,675	24	14,40	38,40	0,96	18	9,60	27,60	0,69	18	21,60	18	17,40
100	30	70	18	21	39	1,300	13,50	10,50	24	0,800	18	12,60	30,60	1,02	13,50	8,40	21,90	0,73	21	39,90	21	23,10

L'examen de ce Tableau et du Graphique montre que l'ancien système de la Marine a deux graves inconvénients :

1° En supposant que l'on ait fait, ce qui doit être la règle, des tarifs assez serrés, les premières heures de gain ne sont pas assez récompensées.

L'ouvrier qui, sur un travail d'une durée allouée de 100 heures, avait gagné 10 heures, chiffre déjà appréciable, n'avait que $1^{fr},50$ de prime, somme très insuffisante pour le déterminer à pousser sa production, puisqu'elle ne représente que $0^{fr},016$ en plus par heure de travail.

2° En supposant une erreur grossière dans l'évaluation du travail (fait assez fréquent dans les travaux particuliers faisant l'objet de tarifs spéciaux, en dehors des tarifs généraux) la prime pouvait atteindre une somme très forte, même sans que l'ouvrier se donne trop de mal. D'où, ultérieurement, dans une autre occasion analogue, abaissement du temps alloué et mécontentement de l'ouvrier.

Ce double inconvénient n'existe pas avec le système proposé, car :

1° Les premières heures gagnées sont relativement plus primées que dans l'autre système; dans le cas cité plus haut, l'ouvrier aurait $3^{fr},60$ au lieu de $1^{fr},50$ (soit $0^{fr},04$ de prime par heure au lieu de $0^{fr},016$);

2° La prime diminue si le gain de temps dépasse 50 pour 100, ainsi que le montrent les dernières lignes du Tableau.

Par suite, un tarif horaire même très erroné et, par suite, très désavantageux pour le patron ne donnera pas des résultats exagérés.

Enfin, dans leur ensemble, les tarifs de prime que nous proposons sont beaucoup plus avantageux pour les ouvriers que les anciens.

Avec un gain $\frac{G}{A}$ de 20 pour 100, qui est assez normal, le patron gagne $2^{fr},70$ par 80 heures et par homme employé, et l'ouvrier augmente sa solde horaire de 18 pour 100 environ, soit $6^{fr},40$ pour 80 heures.

Le patron gagne de plus 20 pour 100 sur la durée du travail, c'est-à-dire sur les frais généraux d'usine.

§ V. — Minimum de salaire.

Pour que l'État ou le patron trouve aussi son bénéfice à cette combinaison, il faut qu'un contrôle sérieux soit fait pour éviter les malfaçons et que les tarifs soient très étudiés, afin que le bénéfice de la tâche soit acquis aux seuls ouvriers travailleurs et consciencieux.

Pour cela, il ne faudrait pas reproduire les dispositions antérieures relatives au minimum de solde, adoptées dans les arsenaux.

Le système horaire assurait à l'ouvrier sa solde journalière comme minimum. Or il est arrivé que des ouvriers ayant une paye assez haute la trouvaient suffisante et ne cherchaient nullement à l'augmenter par la prime en se donnant un peu de peine. Le tarif était, par exemple, 40 trous de 10 à-

l'heure, ils en faisaient tranquillement 30 et restaient indifférents au résultat. Il est arrivé aussi que des ouvriers, après avoir travaillé consciencieusement, s'apercevaient, arrivés à la moité du travail mis à la tâche, qu'ils ne gagneraient rien. Alors, ils terminaient très mollement, dépassant souvent de 50 ou 60 pour 100 le temps fixé. On voit qu'ainsi l'État n'avait que des pertes, puisqu'il donnait des primes aux bons ouvriers et ne faisait aucune retenue aux paresseux.

Pour empêcher ce fait de se reproduire, il faudrait assurer comme minimum à chaque ouvrier non plus sa propre solde, mais *la solde minimum du personnel ouvrier* (c'est-à-dire 3^{fr} *par jour* dans le cas de la Marine).

Par exemple, un perceur dont la solde journalière est $3^{fr},70$ et dont le tarif serait 40 trous de 10 ou 50 trous de 6 à l'heure (tarifs de Cherbourg) devrait percer 320 trous de 10 ou 400 trous de 6 dans sa journée de 8 heures pour gagner sa solde. S'il restait en dessous, sa solde s'abaisserait en proportion des trous percés sans jamais descendre au-dessous de 3^{fr}. Par exemple, s'il perce seulement 35 trous de 10 à l'heure, il touchera $\frac{35}{40} \times 3^{fr},70 = 3^{fr},20$. Pour 32 trous et moins, il aura 3^{fr}, jamais moins.

§ VI. — Primes d'équipe.

Pour faire participer aux primes les ouvriers qui ne peuvent être mis à la tâche, en raison du caractère mal défini de leurs travaux, tels que montage à bord et à terre, travaux de forge de pièces difficiles, rivetages dans des endroits difficilement accessibles, etc., le Directeur des Travaux allouerait une prime globale à une équipe entière qui se serait distinguée par son zèle, prime qui serait répartie également entre tous les hommes de l'équipe.

Conclusion. — Je pense qu'il y a lieu d'employer dans les chantiers de constructions navales le système de travaux à la tâche dit *système des primes horaires,* les primes étant calculées de la manière indiquée dans la présente Note. Ce système devrait être étendu au plus grand nombre possible d'ouvriers et complété par l'emploi de primes d'équipes.

APPENDICE.

*Avis aux ouvriers affiché par l'*Amirauté britannique *dans les arsenaux anglais le* 1er *mars* 1904.

A partir du 14 mars 1904, le système des primes horaires pour le travail sera mis en usage dans cet atelier.

Il sera d'abord appliqué à certains travaux de machine et, s'il donne des résultats satisfaisants, il sera étendu ensuite.

Le système permet aux ouvriers de s'assurer, en plus de leur solde ordinaire, une rémunération supplémentaire pour faire le travail en un temps moins long que celui fixé pour l'exécuter.

Le système peut être brièvement décrit comme suit :

Quand un travail se présente, il est alloué pour le faire un certain temps basé sur les temps connus mis pour exécuter des travaux analogues.

Le temps alloué comprend tout le temps nécessaire pour prendre les outils, les matériaux, préparer la machine, placer la pièce à travailler sur la machine, faire les changements de place, les changements d'outils et enlever la pièce après achèvement.

Si le travail est exécuté d'une manière satisfaisante en un temps moindre que celui alloué, l'ouvrier reçoit une prime dont le montant varie avec le temps économisé.

Si, au contraire, l'ouvrier met un temps plus long que celui alloué, il aura toujours sa paye ordinaire. L'ouvrier peut donc accroître sa solde par son effort individuel, mais ne peut pas perdre d'argent par l'introduction du système. Voici un exemple :

Un homme a 48 heures pour exécuter un travail. Il le fait en 36 heures. Il a gagné $\frac{12}{48} = 25$ pour 100 du temps alloué. Le temps primé est égal au produit du temps employé par le pourcentage de l'économie, soit $36 \times 0{,}25 = 9$ h.

Si l'ouvrier gagne $0^{fr},80$ à l'heure, sa prime sera $0^{fr},80 \times 9 = 7^{fr},20$ en plus de sa solde ordinaire.

Si l'ouvrier gagne $0^{fr},60$ à l'heure, sa prime dans le même cas sera $0^{fr},60 \times 9 = 5^{fr},40$. L'ouvrier connaîtra donc le temps primé en faisant l'opération suivante : $\frac{\text{temps employé} \times \text{temps économisé}}{\text{temps alloué}}$. Le temps est donné en heures et quarts d'heure. Le temps employé est calculé en englobant toutes les heures de travail depuis le moment du commencement du travail jusqu'au commencement du travail suivant. Les heures de travail hors cloche sont payées plus cher, comme actuellement, mais elles comptent comme des heures ordinaires pour le calcul des primes. Le temps perdu, ou

l'absence sans excuse comptent comme temps employé. L'absence avec excuse est défalquée du temps employé. Chaque ouvrier, en commençant un travail à prime, recevra un ticket indiquant la nature du travail, le temps alloué, la date et l'heure du commencement et les particularités relatives au travail. Le contre-maître y indique les absences, le temps passé chaque jour, le jour et l'heure de la fin du travail (arrêtée au plus proche quart d'heure au moment du commencement du travail suivant).

Le ticket est ainsi retourné à la comptabilité. Si le travail qui suit est aussi fait à prime, l'heure de la fin du premier travail doit être aussi l'heure du commencement du second. Aussitôt que possible, après que l'examen du travail fait a montré qu'il est satisfaisant, on communique à l'ouvrier le montant de la prime acquise.

Elle n'est naturellement acquise qu'après cet examen et s'il conduit à l'acceptation du travail.

Si le travail n'est pas satisfaisant, il n'y a pas de prime, à moins que l'ouvrier ne puisse le retoucher et le rendre satisfaisant en un temps total inférieur au temps alloué. Aucune prime n'est payée pour un travail reconnu défectueux. Cependant, si un ou plusieurs objets faisant partie d'un lot d'objets identiques pour lesquels on a alloué un temps global sont défectueux, l'ouvrier touchera une prime pour les autres objets. Cette prime sera calculée par l'économie du temps faite sur le temps alloué réduit suivant la proportion du nombre d'objets satisfaisants au nombre total. Si l'on arrête en cours d'exécution un travail pour prendre un autre travail plus pressé ou pour toute autre cause, l'ouvrier rend son ticket. On y note la date de l'arrêt. On le rend à l'ouvrier quand le travail est repris et l'on y note la date de la reprise. S'il est nécessaire, on revisera le temps alloué de façon à permettre à l'ouvrier de réaliser autant que possible le même gain que si le travail n'avait pas été interrompu. Autant que possible, le temps alloué pour une opération définie ne sera plus modifié après qu'il aura été une fois constaté qu'il a été établi convenablement.

Il ne sera diminué que si de nouveaux outils ou l'introduction d'une nouvelle méthode de travail rendent sa revision nécessaire. Mais il pourra être augmenté si plusieurs expériences établissent qu'il est défavorable à l'ouvrier, avec l'approbation de l'ingénieur de l'atelier. Comme tous les travaux d'un atelier ne peuvent être mis à prime, il est entendu qu'un ouvrier travaillera soit à prime, soit au tarif ordinaire suivant le travail à faire. Les apprentis ne seront pas employés au travail à prime. On espère que l'introduction du système de primes donnera aux ouvriers un intérêt à leur travail, à leurs machines, à leurs installations, de façon qu'ils signalent à leurs officiers les perfectionnements qui peuvent être apportés en vue d'économiser du temps, résultant de l'outillage, des installations ou de meilleures méthodes de travail. Il faut remarquer que l'application et l'ingéniosité déployées par les ouvriers pour apporter des perfectionnements seront récompensées de

suite, puisque, faisant l'ouvrage en moins de temps qu'auparavant, leurs primes s'accroîtront immédiatement.

Par ordre des Lords de l'Amirauté :

Le Secrétaire,
ÉVAN MAC-GRÉGOR.

P. S. — La Note préliminaire du premier Lord de l'Amirauté pour le budget de 1906-1907 dit :

« Le système des primes horaires qui est en essai dans divers ateliers et chantiers des arsenaux a donné des résultats satisfaisants. Ce système va être étendu à d'autres chantiers et ateliers. »

LA SURCHAUFFE DANS LA MARINE.

DISTRIBUTION PAR SOUPAPES COMMANDÉES SYSTÈME LENTZ,

PAR M. GODARD,
Ingénieur en chef de la Marine,
Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire.

Nous avons exposé en 1906 à l'Association Technique Maritime les conséquences qui nous paraissaient devoir résulter de l'adoption de la surchauffe dans la Marine.

Nous disions que : « La vapeur surchauffée vers 300° à 320°, employée dans des appareils qui lui conviennent, donnera au moins, d'après les essais connus, une économie *de vapeur* de 20 à 35 pour 100 par rapport à la vapeur saturée ;

» Qu'en tenant compte de la moindre production de vapeur des chaudières munies de surchauffeur, évaluée à 5 pour 100, le bénéfice final se traduira par une économie de charbon de 15 à 25 pour 100. »

Ces prévisions se sont réalisées.

Ainsi que nous l'annoncions en 1906, la Société de Saint-Nazaire a construit pour la Compagnie Générale Transatlantique deux cargos identiques : l'un, la *Garonne,* avec machine ordinaire à triple expansion et distribution par tiroirs, et l'autre, la *Rance,* avec la même machine à distribution par soupapes système Lentz. Les chaudières du second navire sont identiques à celles du premier, sauf qu'elles sont munies du surchauffeur Pielock.

Les dimensions principales des navires, des machines et des chaudières sont les suivantes :

	m
Longueur	91
Largeur	12,20
Creux	7,75
Tirant d'eau en charge	6,40
Port en lourd	3650^{tx}

Machine à triple expansion avec distribution par soupapes système Lentz pour la *Rance* et à tiroirs pour la *Garonne*.

Diamètre des cylindres...	HP.....	0,584
	MP.....	0,914
	BP.....	1,498
Course.....		1,066

L'appareil évaporatoire de chaque navire est composé de 2 chaudières cylindriques à 2 foyers chacune, avec tirage forcé système Howden.

	Garonne.	*Rance.*
	m²	m²
Surface totale des grilles.....	8,40	8,40
Surface de chauffe mouillée.....	350,08	277,08
Surface de surchauffe.....	»	73,00
Surface de chauffe totale.....	350,08	350,08

Les essais de ces deux navires ont été faits dans des conditions aussi semblables que possible, afin de pouvoir en comparer les résultats avec certitude : en particulier, le charbon était le même sur les deux navires. Ces résultats sont indiqués ci-après :

Essais de consommation.	*Garonne.*	*Rance.*
Date des essais.....	6 juill. 1906	13 sept. 1906
Pression aux chaudières.....	12,60	12,54
Température de la vapeur.....	192°	270°
Nombre de tours de la machine.....	72,3	75,37
Puissance en chevaux indiqués.....	1104	1304
Consommation de charbon par cheval indiqué, en grammes.....	511g	408g
Avantages dus à la surchauffe { Augmentation de puissance...	»	18,1 %
Avantages dus à la surchauffe { Diminution de consommation.	»	20,1 %

Les deux navires ont pris le service aussitôt après leurs essais.

Aucune difficulté ne s'est révélée en service dans les surchauffeurs; le personnel n'a aucune attention à y apporter. La température de la vapeur est d'une constance remarquable, s'élevant de quelques degrés lorsque la puissance demandée aux chaudières augmente, s'abaissant lorsqu'on stoppe.

Les soupapes Lentz sont d'une étanchéité parfaite; les deux sièges de chaque soupape portent simultanément.

La différence de consommation en service des deux navires se maintient; elle paraît même devoir être plus grande qu'aux essais.

Toutefois on ne pourra établir des chiffres définitifs qu'en prenant les moyennes d'un nombre de voyages assez grand pour éliminer les causes d'erreur provenant de l'état de la mer, du chargement, de la qualité du charbon et de celle des chauffeurs, etc.

La *Rance* a été assez longtemps indisponible à la suite d'un échouage; elle va reprendre très prochainement son service : Nantes-Saint-Nazaire-Bordeaux-Oran. Si le service permet de faire coïncider un séjour du navire à Bordeaux pendant le Congrès des Navals Architects, nous nous sommes mis d'accord avec la Compagnie Générale Transatlantique pour qu'elle permette aux membres du Congrès de visiter le navire et de se rendre compte en détails de la disposition de son appareil moteur et évaporatoire.

Les bons résultats de la *Rance* ont conduit la Compagnie Générale Transatlantique à adopter pour le paquebot *Pérou* destiné au service des Antilles et le paquebot mixte *Caroline,* le surchauffeur Pielock et la distribution par soupapes système Lentz. Le *Pérou* fera ses essais à Saint-Nazaire à la fin de 1907 et la *Caroline* au commencement de 1908.

Chacun des deux navires sera comparable à un autre identique sauf l'emploi des nouveaux appareils. On continuera ainsi sur une plus large échelle les expériences de la *Rance* et de la *Garonne.*

Si, comme nous en sommes persuadés, les nouveaux essais sont encore plus satisfaisants que les précédents, la surchauffe sera entrée définitivement dans la navigation de commerce, en attendant qu'elle s'étende aux navires de guerre.

La vapeur surchauffée n'a pas été introduite jusqu'ici sur les grands navires munis de moteurs à turbines, alors qu'à terre les stations centrales à turbines fonctionnent toutes à surchauffe. Mais le temps est proche où les turbines marines fonctionneront à leur tour avec surchauffe.

La Marine allemande fait construire en ce moment le croiseur *Comète* de 16000^{chx} dont les turbines Parsons recevront de la vapeur fortement surchauffée.

Il n'est pas douteux, d'après les résultats obtenus à terre, que les turbines marines à surchauffe ne bénéficient d'une réduction de consommation, *surtout aux allures réduites,* qui mettra à néant l'un des derniers arguments que l'on fait encore valoir contre ces moteurs adaptés aux navires de guerre.

CONGRÈS INTERNATIONAL

D'ARCHITECTURE NAVALE

TENU A BORDEAUX LES 25, 26 ET 27 JUIN 1907.

COMPTE RENDU

DU

CONGRÈS INTERNATIONAL D'ARCHITECTURE NAVALE

TENU A BORDEAUX LES 25, 26 ET 27 JUIN 1907.

A l'occasion de l'Exposition maritime de Bordeaux, qui a eu lieu sous les auspices de la Ligue maritime française, un Congrès international d'Architecture navale a été tenu à Bordeaux, sous la présidence d'honneur de M. Bertin, président de l'Association Technique Maritime et commissaire général de l'Exposition, et sous la présidence effective de lord Glasgow, président de l'Institution of Naval Architects. Les vice-présidents désignés étaient M. Rudloff, vice-président de la Schiffbautechnische Gesellschaft, lord Brassey, ancien président de l'Institution of Naval Architects, M. F. Tiffany Bowles, président de la Society of Naval Architects and Marine Engineers et M. Huin, vice-président de l'Association Technique Maritime. M. Dana, secrétaire de l'Institution of Naval Architects, et M. Ferrand, secrétaire général de l'Association Technique Maritime, remplissaient les fonctions de secrétaires.

L'organisation du Congrès avait été préparée par un Comité local.

M. Pluyette, ingénieur en chef de la Marine, fut désigné comme secrétaire de ce Comité et présida en fait à tous les détails de l'organisation.

Lord Brassey et M. Tiffany Bowles, n'ayant pas pu, au dernier moment, se rendre au Congrès, furent remplacés au bureau par sir William White et M. Bates.

Séance du 25 juin 1907.

La séance est ouverte à $9^h 45^m$, sous la présidence de lord Glasgow.

Prennent place au bureau : MM. Bertin, de l'Association Technique Maritime, président d'honneur du Congrès; Rudloff, conseiller intime de 1re classe, ancien directeur des constructions navales de la Marine allemande, Huin, vice-président de l'Association Technique Maritime, vice-présidents; sir William White, MM. Bates, de l'Institution of Naval Architects and Civil Engineers, Ferrand et Dana, secrétaires.

M. le Président. — Messieurs, avant d'ouvrir la discussion et de donner la parole aux rapporteurs, je prie M. Bertin de prendre la parole.

M. Bertin. — Messieurs, ce Congrès d'Architecture navale qui nous réunit aujourd'hui a été un peu l'origine même de l'Exposition de Bordeaux; aussi, au nom de l'Administration de l'Exposition, je dois adresser tous nos remercîments, non seulement à ceux qui, avec un zèle fort louable, ont entrepris un long voyage pour venir prendre part à ces assises, mais à tous les constructeurs qui ont bien voulu participer aussi brillamment à l'Exposition elle-même, aux constructeurs anglais, qui nous présentent des modèles magnifiques, aux constructeurs allemands, belges, espagnols et français; c'est à eux tous que l'Exposition devra la plus grande partie de sa valeur et de son originalité; vous verrez réunis dans cette enceinte, pour la première fois, en un nombre aussi considérable, tous les modèles possibles de navires actuels, navires de guerre ou navires de commerce; vous y verrez aussi une exposition rétrospective de la Marine fort complète, sinon depuis les origines de la Marine, au moins depuis le moyen âge et Christophe Colomb. Il y a mieux même, car une galerie d'aquarelles nous fera remonter, dans l'histoire de la Marine, jusqu'au déluge, qu'un de nos confrères allemands a pris comme point de départ dans la série des envois qu'il nous a adressés. En fait, il ne nous manque guère que l'arche de Noé pour trouver réunie ici la plus complète collection que l'on ait jamais rencontrée.

Dans peu de jours, le Jury complétera l'œuvre de tous ceux qui ont répondu à notre appel pour faire de cette classe la plus importante de notre Exposition; vous, Messieurs, vous ajouterez à l'éclat de cette manifestation celui de vos travaux, que tous les précédents nous indiquent comme devant être brillants et comme devant porter des fruits considérables dans l'avenir. (*Applaudissements.*)

M. le Président remercie le Congrès de l'honneur qu'il lui a fait en l'invitant à présider ses délibérations; il n'a accepté cette mission qu'à condition que M. Bertin serait associé à cette présidence.

L'utilité d'un Congrès comme celui-ci ne se borne pas à une discussion de Mémoires scientifiques; elle est en réalité plus grande et consiste dans l'influence bienfaisante que ces réunions exercent sur les relations internationales; les nations arriveront d'autant plus vite à l'entente que les classes élevées se comprendront et se pénétreront mieux; de telles réunions ont pour résultat certain de faire tomber les barrières qui séparent les nations et de dissiper les malentendus qui les divisent. (*Applaudissements.*)

Depuis le Congrès de Londres de 1897, nous n'avons assisté qu'à deux autres Congrès internationaux, celui de Paris en 1900 et celui de Dusseldorf en 1902. Nombre d'entre nous se souviennent de l'excellent accueil qui nous a été fait alors; cette fois encore, nous conserverons un souvenir fort agréable de notre visite à Bordeaux, de nos excursions dans ses environs et, par-dessus tout, de ses habitants au cœur généreux.

En effet, nombre de nos concitoyens possèdent avec cette ville des relations d'affaires et d'amitié et aussi des liens familiaux qui remontent à plusieurs générations. Les généreux produits de ses vignobles ensoleillés ont créé une industrie qui a étendu ses ramifications dans le monde entier, partout où l'on apprécie le bon vin et la bonne compagnie; quant à moi, je regrette de voir l'invasion des spiritueux du Nord, plus violents, faire reculer le délicat vin de Bordeaux, si en faveur en Angleterre il y a une trentaine d'années. Le goût public s'est avili dans ces dernières années; pourtant, il me semble voir apparaître des signes de réaction.

Nous sommes bien loin, direz-vous, d'un Congrès d'Architecture navale; cependant, n'est-ce pas aux navires et aux marins que ce vin se confie pour être transporté vers les rives anglaises ou dans les autres pays? Vous voyez donc, au contraire, qu'il y a une relation étroite entre la vigne et la Marine.

Mais Bordeaux n'a pas que ses vignobles. La noble rivière qui la traverse et dont le cours splendide frappe l'imagination du voyageur la fait communiquer directement, à 60 milles de distance, avec l'Océan, et les paquebots peuvent arriver jusqu'à vos portes pour embarquer ou décharger leurs cargaisons; les vénérables portes, limites de l'ancienne cité qui s'est répandue en dehors, présentent aussi un réel intérêt; les quais sont un véritable monde perpétuellement en mouvement; les ateliers et chantiers de constructions situés en aval sont aussi un élément important de la prospérité de ce pays, et nous y admirerons ce splendide navire, la *Vérité*, lancé il y a quelques semaines, le dernier de vos navires, je crois, dû aux calculs de notre vieil ami M. Bertin. (*Applaudissements.*)

Mais ce qui nous intéressera le plus, c'est l'Exposition organisée sous les auspices de la Ligue maritime française, dont le président, M. l'amiral

Gervais, est bien connu comme l'un de vos officiers de Marine les plus distingués.

La raison d'être de cette Exposition, la première Exposition française purement maritime, est la célébration du centenaire de la navigation à vapeur; aucune nation n'y saurait rester indifférente, car toutes ont quelque avantage à retirer de l'Océan qui les réunit au monde entier; mais, pour les nations dont les intérêts sont surtout maritimes, plus spécialement pour celles dont c'est l'honneur d'avoir créé et développé la navigation maritime, la célébration de cet anniversaire revêt un caractère encore plus important. (*Applaudissements.*)

Je ne veux pas me lancer dans l'épineuse question des origines de la navigation à vapeur. Certes, Robert Fulton, il y a cent ans, établit un service régulier sur la rivière Hudson, et son nom passera à la postérité, car il a su rendre pratique ce qui n'avait été avant lui que théorie; mais la machine de Fulton n'était pas américaine, elle avait été construite à Birmingham par Boulton et Watt; bien plus, Miller et Symington, vingt ans auparavant, avaient pratiquement démontré, en Écosse, la possibilité de faire marcher des bateaux au moyen de la vapeur, et Symington avait construit en 1802 le *Charlotte-Dyndas,* le premier bateau actionné par une machine horizontale. Près d'un siècle avant ces expériences, Denis Papin, l'inventeur de la soupape de sûreté, avait procédé à des expériences sur les rivières Fulda et Weser, expériences qui échouèrent à cause de l'hostilité des marins du pays qui craignaient pour leurs privilèges. Papin, réfugié en Angleterre, ne put poursuivre ses recherches et d'autres esprits devaient après lui développer ses audacieuses idées. Le brevet accordé à Jonathan Hulls en 1837 pour un bateau à roues destiné à remorquer les navires contre vent et marée marque une date dans l'histoire des efforts de ceux qui cherchent la solution du problème de la navigation à vapeur, mais l'idée de Hulls n'est restée qu'à l'état de projet. Après lui, les inventeurs ont redoublé d'efforts avec plus ou moins de succès. Ainsi donc la solution de ce problème, dont l'influence devait être si grande, peut difficilement être attribuée à un inventeur. « La création du navire à vapeur, dit un historien distingué de ces premiers temps de la vapeur, semble avoir été une œuvre au-dessus des forces d'un homme tout seul; elle est le résultat d'une de ces heureuses combinaisons dans lesquelles les individus ne sont que des rouages accomplissant chacun son œuvre dans un grand tout dont aucun d'eux n'a pu embrasser tout l'ensemble. »

Quoi qu'il en soit, le monde doit sa reconnaissance à la France pour l'œuvre splendide que ses savants ont accomplie en ces matières : qu'il s'agisse de la navigation à la surface, de l'exploration des profondeurs des mers à l'aide des sous-marins, ce merveilleux engin qui, au cours de notre génération, est passé du domaine du rêve dans celui de la plus réelle actualité, les inventeurs et les savants français ont toujours été à l'avant-garde. Il serait intéressant de

suivre le développement de la navigation à vapeur, depuis les prototypes du XVIIIe siècle, de voir l'évolution subie par la machine alternative, jusqu'à la fin du siècle dernier, témoin de la naissance de ce concurrent puissant, la turbine, qui a si rapidement pris place au premier rang des machines destinées aux grands navires. Il y aurait là matière à un rapport fort intéressant pour nous tous.

Mais je m'arrête, en vous demandant, cependant, la permission de féliciter les maisons de construction des jolis modèles qu'elles ont envoyés à cette Exposition. Cet ensemble représente la perfection, aujourd'hui, de la construction maritime en navires de guerre et en navires de commerce.

C'est aux efforts personnels de M. Bertin, commissaire général de l'Exposition, qu'est due la réunion de cette remarquable collection, mais il faut aussi remercier, en ce qui concerne la section anglaise, le comité présidé par Lord Brassey et aidé de la puissante influence de Sir Philip Watts, constructeur en chef de la Marine britannique, et j'ai le grand plaisir de les remercier pour le succès qui a couronné leurs efforts. (*Vifs applaudissements.*)

M. le Président. — Je donne maintenant la parole à M. Wheatley Ridsdale pour lire son rapport sur la turbine à vapeur.

M. H. Wheatley Ridsdale. — Messieurs, le rapport dont je vais donner lecture a été rédigé par l'honorable A. Parsons et par moi; M. Parsons désirait venir lui-même en donner lecture, mais il lui a été impossible de venir à Bordeaux : j'espère que le Congrès associera ses regrets aux miens de ne pas le voir aujourd'hui au milieu de nous. (*Très bien! très bien!*)

(Il est donné lecture du rapport.)

M. Widmann, directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée. Messieurs, je n'ai, en ce qui concerne les turbines, aucune expérience personnelle, mais la précision des renseignements donnés par M. Parsons dans des communications antérieures a amené la Société que je dirige, ainsi que la Société de l'Atlantique, à construire des machines à turbines; nous avons tous été convaincus, en présence des résultats obtenus en Angleterre, que la Marine française, elle aussi, devait entrer dans la voie ouverte par M. Parsons.

M. le Ministre de la Marine, reconnaissant également les avantages de cet engin, a décidé que les six nouveaux cuirassés, dont la construction a été décidée l'année dernière, seraient munis de machines à turbines : c'est vous dire quels progrès l'idée a faits chez nous depuis quelques mois.

Mais à peine la commande de ces six cuirassés était-elle donnée que des craintes, des appréhensions se sont manifestées. On nous a dit : ce que vous allez faire est très dangereux, car, à petite vitesse, les consommations de

combustible vont être supérieures à ce qu'elles étaient avec les machines réciproques.

Le rapport de M. Ridsdale fait justice de cette première objection.

Une autre question, soulevée par les adversaires de la turbine, portait sur la difficulté de passer à la marche arrière; on a critiqué assez vivement le *Dreadnought;* on a dit, notamment, qu'il ne pouvait pas rentrer à Sheerness, que l'on n'osait l'y faire entrer, parce que la manœuvre n'était pas sûre.

C'est là encore une erreur dont M. Ridsdale a fait justice.

Enfin, on a également émis la crainte que, la résistance augmentant par suite de l'état de la mer, les petites hélices, à raison de leur moindre surface, perdraient plus de vitesse que les hélices actuelles.

Nous avons l'espoir, après les renseignements si précis fournis par M. Ridsdale, que ces craintes ne se réaliseront pas.

Par conséquent, tout bien pesé, en mettant d'un côté les avantages, de l'autre les inconvénients possibles des turbines, mon opinion est que la Marine française, en adoptant les turbines pour ses six nouveaux cuirassés, n'a fait preuve d'aucune imprudence; notre conviction s'appuie sur ce que nous voyons déjà en Angleterre; nos voisins sont satisfaits des turbines; il suffit, pour s'en convaincre, de rappeler que tous leurs nouveaux navires seront à turbines.

Il est encore une crainte qui s'est fait jour : vous allez construire, nous dit-on, des appareils que vous n'avez pas expérimentés suffisamment; il faut, pour construire des turbines, un personnel et un outillage spéciaux.

Là encore, l'exemple de l'Angleterre nous permet de croire que nous surmonterons aisément cette difficulté.

Aussi bien pouvons-nous seulement regarder chez nous et voir que la Compagnie Électro-Mécanique, depuis plusieurs années, construit des turbines qui ne laissent rien à désirer; d'après l'avis même des constructeurs anglais, les turbines qui sortent des ateliers du Bourget n'ont rien à envier à celles que l'on fabrique en Angleterre. Par conséquent, ce que l'ouvrier français peut faire au Bourget, il le fera aussi bien à La Seyne ou à Saint-Nazaire.

Au surplus, nous suivrons de près tout ce que voudra bien nous montrer la Parsons Foreign Patents Cy. Elle veut bien nous donner accès dans ses établissements, nous ferons de notre mieux pour l'imiter, toujours reconnaissants des conseils qu'elle ne nous a jamais ménagés.

Je le répète en terminant, le Mémoire de M. Ridsdale nous confirme dans cette opinion que la Marine française a bien fait en adoptant les moteurs à turbines, et c'est avec confiance que nous persévérerons dans cette voie. (*Applaudissements.*)

M. A. Normand. — Nous devons être obligés à MM. Parson's et Wheatley Ridsdale des très intéressants détails qu'ils ont bien voulu nous communi-

quer dans leur Mémoire; il est incontestable que la turbine Parson's a répondu victorieusement aux critiques que l'on adressait à ce type de moteur.

Je me souviens qu'en 1900, lorsque M. Parson's passa au Havre en allant à Paris avec la *Turbinia*, j'eus l'occasion, avec mon regretté père, de visiter ce petit bâtiment; l'année qui suivit, notre maison accepta d'exécuter de concert avec M. Parson's le torpilleur n° 293, le premier bâtiment à turbines de ce type construit en France; ce torpilleur donna aux essais des résultats excellents et, depuis, il accomplit le service très dur d'école de chauffe, sans avoir jamais eu d'indisponibilité; nous avons actuellement en construction, avec des moteurs Parson's, le contre-torpilleur *Chasseur*, qui, nous en sommes convaincus, donnera les mêmes satisfactions.

Les qualités de manœuvre des appareils à turbines, leur disponibilité toujours constante, la régularité de leur fonctionnement, en font des moteurs précieux dont le Mémoire de ces Messieurs fait ressortir les grands avantages.

M. le professeur Flamm, de Berlin. — J'appelle l'attention du Congrès sur le Tableau qui donne le temps nécessaire à un navire muni de machines à turbines pour passer de la toute vitesse à l'arrêt absolu. De ce Tableau il ressort que, tandis que les paquebots anglais de la Manche, la *Princess-Elizabeth* et la *Queen*, ainsi qu'un contre-torpilleur, stoppent respectivement en 210^m, 238^m et 218^m, le croiseur allemand *Lubeck* a besoin de 466^m pour s'arrêter, soit environ le double de l'espace nécessaire aux navires anglais pour le même résultat, bien qu'ils soient de construction antérieure à celle du croiseur allemand.

Je désirerais connaître l'explication de cette anomalie apparente; il serait également intéressant d'avoir quelques détails supplémentaires sur la façon dont ont été obtenus les chiffres de la consommation du charbon donnés par les représentants de la Compagnie des turbines Parson's, d'autant que, comme on n'a encore aucune méthode de mesurer la puissance, il paraît surprenant que la consommation de charbon par cheval de puissance ait pu être donnée avec deux et même trois décimales, comme c'est quelquefois le cas. En outre, dans la comparaison des machines à turbines avec les machines à mouvement alternatif, on devrait indiquer le moment de torsion et la puissance perdus dans la transmission pour établir la comparaison avec exactitude. A la dernière réunion de la Schiffbautechnische Gesellschaft, le délégué du Norddeutscher Lloyd, parlant sur la question de la consommation de charbon sur les navires à turbines, constatait que l'on disait que le *Carmania* consommait 19 pour 100 de plus de charbon que son *frère jumeau* muni de machines à mouvement alternatif.

Aussi bien en vue de l'intérêt de cette question que pour le succès du développement de la propulsion par turbines, il est de la plus haute importance que tous les détails des résultats obtenus soient donnés et j'espère que

les représentants de la Compagnie des turbines Parson's fourniront tous les renseignements possibles sur les points où j'ai attiré l'attention.

Sir Theodore Angier. — En qualité d'armateur, je veux dire ici quel intérêt j'ai pris au développement de cet extraordinaire engin de propulsion, la turbine à vapeur; je crois avoir été le premier acquéreur d'une turbine destinée à actionner une dynamo, c'est-à-dire longtemps avant que l'on n'ait songé à pourvoir les navires de machines à turbines, et il est un point qui m'a surtout frappé : c'est que, si M. Parsons avait dirigé ses efforts dans un but commercial, s'il avait cherché à gagner de l'argent au lieu de rechercher la gloire, il aurait rapidement atteint la fortune, au lieu de la renommée qui a été grandissant à chaque progrès réalisé par lui.

Actuellement, et depuis plusieurs années, tout le monde espère voir se réaliser l'application des turbines aux chemins de fer; d'autre part, un autre désir, qui, nous l'espérons, ne tardera pas à se réaliser, c'est de voir les turbines utilisées aussi bien pour les vitesses réduites que pour les très grandes vitesses, à bord des navires de commerce.

Et, pour ma part, j'espère bien voir un jour la turbine prendre dans les engins de propulsion la place qui lui est due, et je souhaite que ce jour ne soit plus très éloigné.

M. le Dr Elgar, directeur des Chantiers de Fairfield. — En présence des résultats obtenus en Angleterre par la turbine Parsons, tous nos remercîments doivent aller à notre éminent confrère; cependant, il restait encore des doutes sur un certain nombre de points qui n'avaient pas été complètement élucidés; ces doutes viennent d'être dissipés d'une façon des plus satisfaisantes.

La question de la consommation du charbon, si importante pour les armateurs, semble être résolue.

Les expériences faites sur de puissants navires de guerre et aussi sur des navires du type de ceux qui font le service entre l'Angleterre et le continent, ont montré que les résultats obtenus avec la turbine étaient bien supérieurs à ceux obtenus avec les machines réciproques; le développement des applications de la turbine peut être lié désormais aux chiffres donnés par M. Ridsdale dans son Rapport, concernant la consommation, et, dès que ces chiffres auront été vérifiés un certain nombre de fois, nul doute que le nombre des navires à turbines n'augmente considérablement.

Je voudrais demander à M. Ridsdale s'il peut nous donner des explications sur deux autres points; nous serons heureux d'entendre sur ces points ce qu'il voudra bien nous dire.

A la page 2 de son Rapport, M. Ridsdale, après quelques considérations sur la marche arrière des navires, nous donne un Tableau sur l'arrêt à des vitesses comparatives réduites : peut-il nous dire quelle doit être la force de la turbine de marche arrière, et quelle puissance est développée par le na-

vire dans ce cas. J'ai bien des renseignements en ce qui touche la navigation dans le Pas-de-Calais, je les trouve dans ce Tableau où je vois que le *Dieppe* marchant à 12 nœuds au moment du renversement de marche, a parcouru 300 pieds avant de s'arrêter, soit 1,1 fois sa longueur, et que pour s'arrêter avant de reprendre la marche arrière, il a mis 41 secondes; mais il serait aussi intéressant d'obtenir des renseignements du même genre pour d'autres cas que les navires du Pas-de-Calais, bien que, dise M. Ridsdale, on puisse discuter sur la question de savoir si le besoin d'arrêter un navire marchant à grande vitesse, de l'arrêter sur la plus courte distance, en ligne droite, sans le faire dévier de sa route, se fait souvent sentir actuellement. L'auteur ajoute que, dans tous les cas où il a pu relever des chiffres, le rayon du cercle de gyration, ou la distance parcourue dans le sens de la marche primitive, avant que le navire ait viré de huit points du compas, est moindre que la distance nécessaire pour stopper un navire en pleine vitesse, et cela même en maintenant la marche avant des machines. Si les machines sont ralenties ou arrêtées, le diamètre du cercle est de dimension moindre.

En second lieu, je voudrais demander à M. Ridsdale de nous donner quelques renseignements complémentaires en ce qui concerne la consommation de charbon.

Le Tableau qui figure en haut de la page 7 nous renseigne bien un peu, mais ces chiffres ne sont pas suffisants pour que nous nous fassions une idée précise des avantages des turbines sur les machines alternatives.

M. Van Meerten, ancien ingénieur en chef de la Marine hollandaise à Java. — Je voudrais simplement présenter une courte remarque, et dire que, dans les turbines, le couple de rotation ne varie pas; il reste toujours constant; la turbine ne présente pas de pièces qui soient soumises successivement à des tractions et à des compressions. Or l'on sait que rien ne détériore plus les éléments d'une machine que ces tractions et ces compressions successives. Des expériences récentes sur la fatigue des éléments d'une machine, on déduit, après comparaison, que cette fatigue ne se produit pas dans les turbines ; c'était là un point qui n'avait pas encore été signalé et qui méritait de l'être.

M. Quelck revient sur la question de la consommation du charbon qui selon lui est la plus importante.

En ce qui touche la confiance que l'on doit avoir dans les machines à turbines, il dit qu'en France, les constructeurs ont attendu que les turbines aient fait leurs preuves avant de les adopter; maintenant, comme elles ont eu un plein succès, tous les armateurs cherchent des conseils et demandent si l'on peut leur conseiller l'usage des turbines.

L'orateur demande à combien se monte la consommation des turbines aux grandes vitesses, et il demande si leur emploi présente une économie de charbon sur l'emploi des machines réciproques.

Sir William White. — Un certain nombre des points traités par les précédents orateurs ont déjà reçu leur réponse dans des documents publiés il y a quelque temps.

En premier lieu, l'emploi des turbines permet d'utiliser la vapeur beaucoup plus avantageusement qu'on ne peut le faire avec les machines alternatives.

En second lieu, Sir Theodore Angier, en disant que les turbines n'ont pas été essayées sur les navires de commerce, fait une erreur; mais tous les armateurs, et Sir Theodore Angier le premier, comprennent que l'on ne tient pas à faire bénéficier ses concurrents des avantages que l'on peut avoir réalisés.

Il faut reconnaître, d'ailleurs, que cette question d'intérêt pratique présente un aspect scientifique, et j'espère que tous ceux qui ont expérimenté les turbines sur des navires de commerce, renseigneront leurs confrères afin de faire bénéficier le public des avantages de ce nouveau mode de propulsion.

D'autre part, M. Ridsdale a éclairci quelques côtés de cette question des turbines, sur la manœuvre, la consommation en charbon, à vitesse normale comparée à la consommation à la vitesse d'essai, enfin sur la durée des turbines en service.

A ce point de vue, je puis donner quelques renseignements qui sont parvenus à ma connaissance.

Le navire dont je parle possède une machine à turbines depuis trois ans, et il a été continuellement en service. Il vient d'entrer au bassin, et à l'examen on a reconnu que les turbines étaient absolument en parfait état. La consommation de charbon avait été bien inférieure à ce qu'elle aurait été avec des machines alternatives; en outre, l'espace occupé par les turbines était considérablement réduit, comparé à celui qu'occupent dans un navire les machines verticales : c'est donc un avantage de plus quand il s'agit de la marine de commerce.

Quant aux vitesses de marche avant et arrière, jamais, avec des machines à deux hélices on n'aurait pu les atteindre; le tout, dans ce cas, est de donner à la turbine de marche arrière une force suffisante.

En ce qui touche l'espace nécessaire pour arrêter un navire à turbines, il y a là un trompe-l'œil. Si nous prenons, par exemple, le *Dreadnought,* et si nous examinons en combien de mètres il s'arrêtera, que pourrons-nous en déduire puisque ce navire atteint des dimensions qui n'ont jamais été égalées ? Il y a donc ici encore des distinctions à faire, mais il n'y a pas de raisons pour croire que les machines à turbines ne puissent rendre les mêmes services que les machines alternatives, dans des conditions déterminées.

Pas plus tard que la semaine dernière, le représentant d'une grande maison anglaise disait, dans une conférence d'ingénieurs, que sa maison avait donné des garanties qu'un navire à turbines construit par elle ne présenterait pas une consommation plus grande de charbon; elle donnait aussi des garanties concernant le maintien de la vitesse.

L'Angleterre doit des remercîments à M. Parsons pour les turbines, et en même temps, elle peut servir d'exemple à la France; nous sommes venus en France faire notre éducation en matière de chaudières; nous avons profité des leçons de nos confrères français, le moins que nous puissions faire est de les faire profiter à leur tour de notre expérience des turbines.

M. Ridsdale demande la parole pour répondre aux questions qui lui ont été posées : mais, l'heure étant très avancée, le Président le prie de lui remettre une Note écrite qui sera publiée. Voici cette Note :

M. H. Wheatley Ridsdale. — Je suis heureux de pouvoir dire, pour soutenir l'exposé de M. Widmann, que, d'après ce que j'ai vu du travail des ateliers des usines françaises de construction de turbines, je suis persuadé qu'ils livreront des machines parfaites.

Quant aux remarques du professeur Flamm, ma Note ne prétend pas donner la consommation de charbon dont il a été question, ni la puissance indiquée, ni la puissance de torsion. On les trouvera *in extenso* dans de nombreuses revues et publications déjà parues et pour les navires mentionnés par l'orateur dans les articles de la *Geheimrath Veith* dans la *Marine Rundschau*. Le but que nous avons en vue en présentant cet exposé est, au contraire, d'indiquer le peu de valeur des chiffres donnés sur n'importe quelle sorte de puissance prise comme base de comparaison et de montrer la plus grande importance de considérer la consommation en service de charbon comparée au travail effectif des machines, propulseurs et navires. Nous n'attachons, pour le présent, qu'une très minime importance aux mesures de torsion et de transmission perdues, jusqu'à ce qu'elles puissent être étudiées par des mesures directes de la poussée du propulseur sur l'arbre. On a grand besoin d'instruments de mesure pour cet usage, mais je suis heureux de dire que je crois que le problème vient d'être attaqué. Les chiffres donnés dans ce rapport sont, je crois, concluants, quant à l'augmentation d'économie des turbines sur les machines à mouvement alternatif, surtout si l'on veut bien remarquer que, des deux croiseurs en comparaison, celui muni de machines à mouvement alternatif était le plus économique lors de son voyage d'essai.

Le professeur Flamm demandait aussi pourquoi le croiseur allemand *Lubeck* donnait des résultats moins favorables, aux essais de *stoppage*, que les navires anglais figurant dans le même Tableau. S'il veut bien examiner ces résultats, à l'aide des Notes de Sir William White, je crois qu'il trouvera la différence plus apparente que réelle. La *Princess-Elizabeth* par exemple est un navire d'environ même longueur et même puissance que le *Lubeck*, mais de 1200 tonnes de moins de déplacement : rien d'étonnant donc à ce que ce dernier ne puisse être stoppé aussi vite que les précédents.

Quant au *Carmania*, je ne puis vous en parler, tout simplement parce que je n'ai aucune donnée. La Compagnie Cunard n'a encore communiqué aucun exposé autorisé et l'on ne peut avoir confiance dans les chiffres donnés par

l'orateur et provenant d'un mécanicien du Norddeutscher Lloyd. Il n'y a cependant aucun doute que ce soit un navire des plus réussis.

Sir Theodore Angier est entré dans une question à champ trop vaste pour que nous puissions l'y suivre, en parlant des machines à combustion interne. Je ne crois pas qu'il y ait bien longtemps à attendre pour voir la turbine employée, même comme subsidiaire de la machine à mouvement alternatif, sur les *tramps,* de même que l'on verra les machines à combustion interne entrer dans le champ de la Marine marchande.

Le Dr Elgar a réclamé quelques chiffres supplémentaires de consommation en service, principalement sur les navires à turbines de l'Océan. Je crois que tout ce qui peut être digne de confiance a déjà été dit dans cet article et dans celui récemment lu à la Conférence des Ingénieurs à Londres, et dans les discussions dans d'autres articles récents. Qu'ils ne soient pas plus nombreux, est en grande partie dû à la répugnance des armateurs à en autoriser la publicité et aussi, en partie, à la grande difficulté de présenter les consommations en service sous une forme capable de supporter la comparaison ou l'analyse. Il paraît qu'il faut au *Dieppe* 100m de distance et 31 secondes de temps pour passer de la vitesse de 12 nœuds à l'arrêt absolu. Grâce à l'amabilité de la Fairfield Co, je puis donner un diagramme montrant la courbe d'accélération négative et l'espace parcouru par seconde de temps.

Je pense que, lorsque le Dr Elgar dit qu'on n'obtient dans la marche arrière que les $\frac{2}{3}$ de la puissance pour la marche avant, il doit prendre la puissance proportionnée au nombre de tours d'hélice. Il est exact de dire, comme le constate l'article, qu'en faisant en arrière le nombre de tours est généralement les 65 à 80 pour 100 du nombre de tours en avant; mais la force de torsion, en ce cas, est bien inférieure au nombre proportionnel.

Il paraît que l'arrivée de l'eau sur les ailes d'une hélice, dans la marche arrière, est défectueuse et que la façon de barboter de l'hélice permet d'atteindre un grand nombre de tours avec une faible puissance développée. Quelle puissance au juste se transforme en travail utile, voilà ce que nous ignorerons jusqu'à ce qu'on puisse mesurer la poussée et la torsion sur la ligne d'arbre. Il n'est pas possible, pour la question d'effet utile des navires mentionné à la page 7 de cet article, de le constater pour les machines à mouvement alternatif. L'effet utile total qui était élevé aux essais, plus élevé que dans leurs jumeaux à turbines, est progressivement tombé au niveau très bas que donnent les Tableaux. Ceci étant des résultats de *service,* il n'est pas commode d'exprimer l'effet utile autrement que par comparaison. On a eu à faire trop de corrections avant qu'on ait pu obtenir un chiffre certain.

M. Quelch réclame une comparaison de la détente de la vapeur dans les machines à turbines et celles à mouvement alternatif. Ceci est plutôt en dehors des limites de cet article, mais il pousse plus loin, donnant quelques détails sur un *tramp* remarquablement économique où la détente était portée à 17 fois. Il ne faut pas oublier que les considérations de poids et d'espace

défendent toujours un nombre élevé de détentes sur les navires munis de machines à mouvement alternatif, avec lesquels les navires à turbines peuvent être comparés. Il serait donc futile de faire une comparaison entre navires qui ne sont jamais munis des machines mentionnées par M. Quelch.

Prenant ce *tramp* avec sa détente multipliée 17 fois, l'introduction d'une turbine entre la sortie de la machine et le condenseur donnerait, avec un bon vide, une détente 8 ou 9 fois plus forte encore ou, en résumé, une détente multipliée environ 150 fois, sans aucune dépense de charbon pour l'augmentation de puissance obtenue. On peut affirmer, en toute sécurité, que le navire de M. Quelch, brûlant 33 tonnes de charbon par jour, pourrait être amené à une consommation de 30 tonnes ou même moins avec une combinaison convenable de machines à turbines et de machines à mouvement alternatif.

Sir W. White a remarqué que les données sur le stoppage sont toujours indiquées en fonction de la longueur du navire. Il est évident que, plus le navire sera lourd, plus il courra loin avant de s'arrêter, à longueurs égales de navires; mais, comme pour les essais de giration et de stabilité de route, la longueur reste toujours le facteur primordial; c'est ce qui explique pourquoi elle s'est insinuée dans les mesures de distance, sans d'ailleurs une justification bien suffisante.

M. le Président donne la parole à M. le Comte de Maupeou.

M. le comte de Maupeou d'Ableiges, directeur du Génie maritime. — Messieurs, l'étude que nous présentons au Congrès et que nous allons brièvement résumer est intitulée : *Éléments de la Mécanique du choc.*

C'est un Chapitre de la mécanique des solides déformables, car, dans les phénomènes de choc, les déformations élastiques ou permanentes jouent un rôle trop important pour qu'on puisse supposer les solides invariables comme le fait la Mécanique rationnelle. Cette hypothèse n'est admissible qu'autant qu'on peut négliger, sans inconvénient, les déformations résultant de l'action des forces comme dans le cas des astres soumis aux lois de la gravitation, mais il n'en est pas de même du choc de deux corps.

Lorsque deux solides en mouvement se rencontrent, ils tendent à occuper le même espace; mais, comme ils sont impénétrables, les parties en contact appuient et réagissent les unes sur les autres; elles se déforment et se mettent en tension; puis ces effets se propagent dans la matière, modifient la forme et le mouvement des couches successives, de manière à annuler la vitesse relative des deux corps : c'est la période de compression bientôt suivie d'une période de détente.

La Mécanique des solides invariables ne voit dans la force qu'une cause de variation de mouvement, tandis que la Mécanique des solides déformables y voit, en même temps, une cause de déformation, d'accord en cela avec la

pratique qui utilise les déformations de la matière pour mesurer les forces. La première mécanique déplace le point d'application des forces pour les composer, la seconde étudie la manière dont le point d'action d'une force, et les effets qu'elle produit se déplacent d'eux-mêmes au sein de la matière. La représentation analytique des forces n'est pas non plus la même pour les solides invariables et pour ceux qui sont déformables.

Le solide invariable se met en mouvement tout d'une pièce lorsqu'une force agit sur lui, sa vitesse augmente comme le temps, et la force est proportionnelle à l'accélération γ,

$$dv = \frac{F}{m}\,dt \qquad \text{ou} \qquad F = m\frac{dv}{dt} = m\gamma = \frac{sld}{g}\gamma;$$

c'est ce qu'on nomme l'*équation fondamentale de la Mécanique* (Appell). Cette expression de la force s'applique à la chute des graves.

Le solide déformable se met en mouvement par couches successives qui prennent immédiatement la vitesse correspondant à l'intensité de la force. Lorsque celle-ci agit à l'extrémité d'un corps cylindrique, la masse influencée croît comme le temps et la force est proportionnelle à la masse influencée dans l'unité de temps

$$dm = \frac{F}{v}\,dt \qquad \text{ou} \qquad F = v\frac{dm}{dt} = v + \mu = v\frac{sld}{g} = v\frac{s}{g}\sqrt{dE};$$

cette expression de la force est applicable au choc de deux corps cylindriques.

Ces deux valeurs de la force sont renfermées dans la formule suivante, plus générale que les premières,

$$F = \frac{d(mv)}{dt} = m\frac{dv}{dt} + v\frac{dm}{dt} = m\gamma + v\mu.$$

Cette expression de la force composée de deux termes convient au cas d'une chaîne massée sur un plan et tirée par une force verticale qui doit à la fois accélérer le mouvement de la partie déjà soulevée, m, et soulever un élément $dm = \frac{svdtd}{g}$ de cette chaîne en lui donnant la vitesse v de la partie déjà en mouvement. Dans ce cas, $\frac{dm}{dt} = \frac{svd}{g}$.

On voit que l'expression générale de la force, cause de mouvement et de déformation, comporte deux termes; chacun d'eux peut s'annuler dans des cas particuliers lorsque m ou v est constant; elle donne alors les valeurs

$$F = m\gamma = \frac{sld}{g}\gamma \qquad \text{et} \qquad F = v\mu = v\frac{svd}{g} = v\frac{s}{g}\sqrt{dE}.$$

La première ne tient compte que de la quantité de matière m soumise à l'action de sa force, la seconde tient compte de sa qualité au point de vue de la transmission des efforts et des déformations par le facteur $\sqrt{E}$.

Depuis quelques années, on constate une tendance à faire de la Mécanique une science abstraite comme la Géométrie et la Cinématique; pour cette École, la force n'est qu'un symbole, un produit, celui de la masse multipliée par l'accélération. Cette manière d'envisager la Mécanique n'est applicable qu'au cas particulier des solides invariables, et, pour éviter toute confusion, cette science abstraite devrait prendre le nom de *Mécanique théorique,* plutôt que celui de *Mécanique rationnelle* qui est trop général pour la bien définir; c'est la Mécanique des astronomes et des théoriciens.

Pour les ingénieurs qui utilisent la matière et font de la Mécanique pratique, les solides sont déformables; la force est une grandeur dont on ne connaît pas la nature intime pas plus que celle de l'électricité, mais dont on constate les effets de déformation, de tension et de mouvement. Ces effets, il faut les suivre pour voir comment les efforts se répartissent et si la matière peut les supporter sans inconvénients.

Je suis heureux de pouvoir m'appuyer sur l'opinion de M. Duhem, l'éminent professeur de la Faculté de Bordeaux. D'après lui, « ceux qui, dans le produit de la masse d'un point matériel par une accélération, veulent voir non pas un symbole quantitatif capable de représenter les diverses intensités de la force, de lui servir de mesure, mais la définition même de la force, ceux-là, après avoir exposé une Mécanique rationnelle, aussi rigoureuse qu'inféconde, abandonnent, au seuil de la Physique, leurs disciples ignorants des difficultés qu'ils vont rencontrer et des méthodes qui les peuvent résoudre » (*L'évolution de la Mécanique,* p. 158-159).

La Mécanique pratique utilise les résultats de la Mécanique rationnelle lorsque les déformations sont très faibles et peuvent être négligées, ou bien en considérant les corps après déformation. Dans les phénomènes de choc et plus généralement dans la période initiale de l'action des forces, il faut tenir compte non seulement des déformations qu'elles produisent, mais encore de la vélocité avec laquelle ces effets se propagent.

La résistance dans l'eau des carènes et des ailes d'hélice en est un exemple, la tension due à la pression se transmet dans le liquide et vient produire des vagues à la surface qui est le côté de moindre résistance.

Comme la Mécanique théorique, la Mécanique pratique se divise en deux parties, la Statique et la Dynamique.

La Statique de la Mécanique pratique est connue sous le nom de *résistance des matériaux.* Généralement cette science s'occupe surtout des déformations élastiques et des efforts de rupture.

Nous avons montré que la construction rationnelle des courbes de déformation conduit à distinguer après la phase élastique plusieurs phases déformantes qui ont chacune un coefficient spécial analogue au coefficient ou module de l'élasticité E.

La Dynamique de la Mécanique pratique, moins avancée que la résistance des matériaux, comprend l'étude des phénomènes de choc. Elle comporte

pour la force une définition plus générale que celle de la Mécanique rationnelle, et une expression analytique composée de deux termes,

$$F = \frac{d(mv)}{dt} = \frac{dv}{dt} + v\frac{dm}{dt}.$$

Le principe de la conservation de la quantité de mouvement est applicable à toutes les phases de déformation, lorqu'il n'y a pas de forces extérieures; il rend beaucoup de services dans la théorie du choc, c'est lui qui permet de calculer la vitesse commune et la pression au point d'impact.

Quant au principe de la conservation du travail et de la force vive, il ne s'applique que dans la phase élastique; dans les phases déformantes, il faut avoir recours au principe plus général de la conservation de l'énergie qui permet de calculer la quantité de chaleur dégagée.

Les solides déformables se mettent en mouvement par couches successives; dans le cas le plus simple, celui d'un corps cylindrique, une force peut produire, suivant sa durée : soit une onde de mouvement et de tension alternativement directe et rétrograde, si la durée est très courte; soit un mouvement saccadé dans lequel la vitesse (aux instants où la tension s'annule par la détente) est égale à celle que prendrait un solide invariable sous l'impulsion de la même force, en supposant toutefois que le phénomène reste compris dans les limites de l'élasticité. Lorsque cette limite est dépassée, la question se complique, on peut considérer la force comme composée de deux parties : l'une égale à la limite de l'élasticité donne lieu à une onde élastique très rapide, tandis que l'autre produit une déformation permanente qui se superpose à l'onde en se propageant avec une vitesse beaucoup moindre. Dans la partie commune, la tension de la matière est assez grande pour que celle-ci s'écrouisse et s'échauffe. Si la grandeur de la force est encore plus considérable, il peut se produire plusieurs genres de déformations dont la vélocité est de moins en moins grande.

Bien que nous n'ayons abordé que le cas le plus simple, la Dynamique du solide déformable se montre beaucoup plus compliquée que celle du solide invariable, la forme (S) intervient, ainsi que la qualité de la matière (E). L'onde de déformation se modifie chaque fois qu'elle atteint une extrémité du solide, le phénomène est complexe; il comporte en réalité une série de phénomènes qui se succèdent et se superposent, il semble bien difficile d'embrasser le tout dans une seule formule.

La Dynamique des solides déformables trouve son application dans le choc de deux corps qui fait naître au point d'impact deux forces égales et contraires dont les impulsions sont égales et dont le rôle est d'amener les parties voisines à avoir la même vitesse.

Lorsqu'un ouvrier lance son marteau, il transforme, pendant un certain temps, les impulsions d'une force relativement faible en quantité de mouvement, puis, au moment du choc, cette quantité de mouvement se transforme

de nouveau en impulsions dont la durée est très courte et, par suite, la force très grande, car le produit de la durée moyenne est le même dans les deux cas, si le marteau perd toute sa vitesse; c'est ce qui nous a permis de dire que le « choc est le levier de la Dynamique ». Dans les deux cas, avec une force relativement faible, on arrive à en obtenir une très grande, c'est ce qui fait que le marteau, sous ses diverses formes, rend les plus grands services à toutes les industries.

Les phénomènes de choc convenablement réglés se prêtent parfaitement au contrôle de la théorie dynamique des solides déformables et c'est dans ce but que nous avons entrepris l'expérience suivante : Nous avons opéré avec un marteau et une enclume cylindriques, de grande longueur, ayant mêmes diamètres et même composition, nous avons laissé tomber le marteau d'une hauteur connue sur l'enclume en repos, et nous avons enregistré, sur un tambour tournant à une vitesse déterminée, le mouvement des extrémités du marteau et de l'enclume, avant et après leur rencontre. La durée de la force du choc est proportionnelle à la longueur du marteau et sa grandeur à la vitesse initiale, en sorte qu'on peut régler à volonté les données du choc. Nous avons constaté que les résultats de l'expérience confirment pleinement ceux de la théorie; ils montrent notamment que l'extrémité de l'enclume prend un mouvement saccadé dont les différentes périodes sont très nettement accusées.

Ce mode d'expérimentation est simple et se prête parfaitement à la constatation des résultats du choc élastique ou déformant de deux corps, et aussi du martelage d'un cylindre plus ou moins résistant placé entre le marteau et l'enclume. Nous l'avons appliqué aux efforts de torsion aussi bien qu'aux pressions et nous avons mesuré la vélocité avec laquelle ces deux genres d'efforts se transmettent, vélocités qui sont fort différentes. On pourrait également mesurer les déformations résultant de la flexion d'un prisme posé sur deux appuis, lorsqu'il reçoit au milieu de sa longueur le choc d'un marteau : le procédé se prête parfaitement à la mesure des déformations les plus rapides. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — La parole est à M. Crémieu.

M. Crémieu. — Messieurs, je n'abuserai pas de la patience du Congrès en lui donnant lecture du Mémoire que j'ai présenté; je me contenterai d'y renvoyer les personnes que cette question de l'amortissement du roulis peut intéresser, et de faire ici une petite démonstration pratique à l'aide d'un petit modèle que j'ai fait construire et qui est la réduction exacte au $\frac{1}{19}$ d'un paquebot anglais très mauvais rouleur et très difficile à amortir par l'auto-amortisseur que je présente.

Mon système revient à introduire dans le navire, qui est une sorte de pendule, un second pendule oscillant dans un liquide visqueux; en réglant convenablement les choses, quand le pendule extérieur oscille, le pendule

intérieur demeure vertical. Comme il est noyé dans un liquide, le fait que ce pendule intérieur demeure vertical oblige le liquide à circuler dans des intervalles étroits, et l'on peut régler la disposition de telle façon que cette circulation de liquide visqueux, qui entraîne une transformation d'énergie cinétique en chaleur, suffise pour absorber toute l'énergie cinétique oscillatoire du navire.

Un second procédé pourrait consister dans un pendule oscillant dans le navire et plongeant dans une boîte pleine de liquide.

Je propose donc d'installer à fond de cale, entre les couples et parallèlement à leur plan, des tubes à section circulaire courbe, pleins d'un liquide visqueux, dans lesquels roule une sphère.

Mais il faut éviter de rendre le navire apériodique, car, sur houle, il courrait les plus grands dangers ; il faut seulement que le navire, écarté de sa position d'équilibre en eau calme, y revienne après deux ou trois oscillations.

Je n'insisterai pas davantage sur les détails d'exécution du petit modèle que j'ai présenté, car ce n'est qu'un modèle de démonstration ; je me contente d'exprimer l'espoir que ce procédé sera appliqué sur un navire ; on verra ainsi seulement si le système est vraiment applicable. (*Applaudissements.*)

Sir William White. — Je rappelle que M. Crémieu est venu à Londres assister à l'une de nos dernières réunions et nous a montré un croquis du dispositif qu'il proposait. Nous lui en avons exprimé notre reconnaissance ; j'espère que le Congrès voudra bien lui renouveler ses remercîments. (*Applaudissements.*)

M. J. Foster-King donne lecture de son Mémoire sur « Structural développement on British Merchant Ships. »

Sir William White. — Ce mémoire est intéressant, non seulement par les exposés qu'il renferme, mais aussi par les planches qui l'accompagnent ; si le temps ne nous était mesuré, il y aurait beaucoup à dire sur les excellents détails que l'on peut y trouver.

M. le Président. — Nous remercions M. Foster-King de son intéressante communication, et nous espérons voir dans nos transactions de nombreuses remarques sur ce travail, de la part de nos Collègues.

Je propose au Congrès de s'associer aux remercîments que je viens d'exprimer. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — Il ne reste plus de mémoires à lire pour aujourd'hui, je propose au Congrès de renvoyer à demain la suite de la discussion. (*Adhésion.*)

La séance est levée.

La séance est levée à midi.

Séance du 26 juin 1907.

La séance est ouverte à neuf heures et demie sous la présidence de lord Glasgow.

Prennent place au bureau : MM. Rudloff, Huin, sir William White, MM. Bates, Pluyette, Dana et Ferrand.

Sur l'invitation de M. le Président, lord Glasgow, le Congrès décide de donner la présidence de cette séance à M. Rudloff.

M. le Professeur Maclean donne lecture du mémoire du Commandeur Hovgaard : « Speed of Battleships. »

Sir William White. — Par suite d'un accident, les exemplaires de ce mémoire destinés aux Membres du Congrès ne sont pas arrivés ; l'auteur a été assez bon, d'autre part, pour m'en envoyer avant cette réunion un exemplaire, de sorte que j'ai pu l'étudier à loisir.

Je dois dire d'abord que la Commandeur Hovgaard était primitivement un officier de la Marine danoise ; venu en Angleterre, il s'instruisit dans nos institutions et il est maintenant professeur d'architecture navale appliquée à la construction des navires de guerre à l'Institut de Massachusets : c'est dire que toute sa vie a été consacrée à l'œuvre que nous poursuivons tous.

Je ne veux pas entrer dans la discussion de ce rapport, je me contenterai de quelques observations d'ordre général.

Tout d'abord, je crois qu'aucun constructeur ne peut songer à discuter un problème de construction navale s'il n'a la possibilité de procéder à des expériences préparatoires; les courbes données dans ce mémoire sont basées sur deux séries d'expériences faites en Amérique et en Angleterre ; en effet, depuis trente ans, nous n'avons jamais songé à construire un navire sans avoir procédé auparavant à des expériences dans des bassins spéciaux, et actuellement, nul ne saurait poursuivre sur ce point de la construction une étude quelconque s'il n'a à sa disposition un bassin d'expérience.

Si une série d'expériences méthodiques, qui sont indispensables, donne des résultats probants, alors seulement le constructeur peut construire avec certitude. C'est là une conclusion à laquelle on est arrivé aussi bien en Allemagne qu'aux États-Unis, et je sais que M. Bertin, lui aussi, a retiré de grands avantages de ces essais dans les bassins d'expérience.

En second lieu, parlant de certains navires dont mon prédécesseur ou moi étions l'auteur, il a oublié un facteur important et qui n'est nullement

négligeable, je veux dire la limite financière, la question d'argent, qui très souvent est un obstacle à des améliorations possibles.

D'autre part, en ce qui concerne la protection des navires, les idées ont changé plusieurs fois; on a même songé, à un moment, à laisser certaines parties du navire sans protection cuirassée; mais l'introduction des canons à tir rapide et l'invention des nouveaux explosifs ont amené les ingénieurs navals à modifier les idées qu'ils avaient eues en ce qui touche les parties à protéger et la disposition de la cuirasse.

Il y aurait aussi beaucoup à dire sur la hauteur du navire au-dessus de l'eau au point de vue de sa stabilité lorsque, dans le combat, un projectile l'a atteint sur un point quelconque; mais, comme je l'ai dit, je n'entrerai pas dans ces détails; je me contenterai de demander au Congrès de voter des remercîments au commandeur Hovgaard pour son Mémoire si intéressant, si plein de détails sur quantité de problèmes d'Architecture navale. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — Si le Congrès y consent, notre secrétaire enverra une lettre de remercîments au commandeur Hovgaard, pour la Communication qu'il a adressée au Congrès, et nous remercierons aussi M. le professeur Maclean pour la clarté avec laquelle il a résumé devant nous le travail du commandeur Hovgaard. (*Applaudissements.*)

Messieurs, le programme comporte la lecture de plusieurs Mémoires fort intéressants; mais, comme peut-être nous n'aurions pas assez de temps pour tout discuter, je prie ceux qui auront des observations à présenter de les rédiger par écrit et de nous les envoyer, afin qu'elles soient insérées dans les Transactions de notre Société.

M. Huin remplace M. Rudloff au fauteuil présidentiel.

M. le Président. — Vous trouverez parmi les documents qui vous ont été distribués un Mémoire fort intéressant qui devait être lu par son auteur, M. le Dr Gerland, professeur à l'École royale des Mines de Clausthal, relatif à Papin et l'invention du bateau à vapeur.

M. Gerland expose, d'après des documents authentiques qu'il a retrouvés dans les archives de plusieurs villes d'Allemagne, quelles sont les études qui ont préoccupé Papin. Il constate que, sans aucun doute, Papin a eu l'idée de l'emploi de la vapeur pour propulser des navires et qu'il a même établi des plans à cet effet, mais il prouve que le bateau construit par Papin et qui fut détruit par les bateliers du Weser n'était pas un navire à vapeur. Le Dr Gerland détruit donc une légende qui était universellement répandue. En votre nom, nous le remercions de sa très intéressante Communication.

M. Van Meerten, ingénieur en chef de la Marine néerlandaise en retraite, présente un résumé de sa Note *Sur l'influence des résultats de la guerre russo-japonaise sur les constructions navales.*

M. le Président. — M. Sylvain-Adolphe Wehmeyer, ingénieur du Génie naval italien, a adressé au Congrès un Mémoire fort intéressant *Sur les vibrations à bord, leurs causes, simple moyen d'y remédier.*

Je donne la parole à M. P. Pellechia, pour résumer les conclusions de ce Mémoire.

M. P. Pellechia, capitaine du Génie naval italien. — Messieurs, l'auteur du Mémoire *Sur les vibrations à bord,* M. Wehmeyer, ingénieur du Génie naval italien, a étudié le phénomène des vibrations d'abord par des moyens expérimentaux, et ensuite par voie analytique. Il est arrivé aux conclusions suivantes :

1° Les vibrations sont dues aux forces d'inertie développées par les masses en mouvement alternatif.

2° Le balancement des machines n'est qu'une solution approchée du problème qui consiste à éliminer les vibrations à bord, et cette solution n'est applicable qu'aux machines qui ne sont pas trop longues dans le sens de l'arbre de couche.

3° Dans les moteurs à combustion, avec un grand nombre de cylindres et de manivelles motrices dont l'emploi se répandra peut-être de plus en plus dans l'avenir, le balancement ne suffirait plus pour éviter les vibrations.

4° L'auteur expose une méthode graphique pour déterminer les lignes nodales des vibrations de flexion se développant sur un navire donné. Cette solution a été considérée comme impossible jusqu'à présent, et l'impossibilité a été démontrée pour l'emploi de la méthode des quadratures (*voir*, par exemple, Schlesinger, *Handbuch der linearen Differentialgleichungen*).

5° L'auteur propose une méthode générale pour éliminer les vibrations à bord, quel que soit le cas qui puisse se présenter, même si les navires sont déjà construits, soit avec des machines à vapeur alternatives, soit avec des moteurs à combustion.

D'autre part, M. Wehmeyer désire proposer au Congrès de discuter, si M. le Président y consent, la question des unités de mesure pour les pressions et les températures.

Les pressions s'expriment aujourd'hui en atmosphères ou bien en kilogrammes par centimètre carré. Ni l'une ni l'autre de ces unités n'a de base scientifique, puisque toutes les deux sont influencées par l'accélération de la gravité qui change en chaque lieu. C'est ce que l'on connaît; mais, précisément pour cela, il croit qu'il faut en tenir compte et surmonter les difficultés en adoptant, par exemple, l'unité « atmosphère C. G. S. », que l'on pourrait faire égale à 1 mégadyne par centimètre carré, ce qui fait à peu près $1^{kg},02$... par centimètre carré. Cette atmosphère C. G. S. serait, d'après cela, comprise entre le kilogramme par centimètre carré et l'atmosphère, ce qui montre que son adoption est bien parfaitement pratique. De cette manière, on pourra avoir un accord parfait entre deux manomètres gradués l'un à Paris et l'autre

à Rome, par exemple, ce qui n'a pas lieu avec les unités de mesure actuellement en usage.

Les unités de température sont, elles aussi, parfaitement empiriques. Il suffit, pour s'en rendre compte, de penser que l'on marque 100° dans le thermomètre centigrade, à la température de l'eau bouillante sous la pression atmosphérique, qui change dans les divers endroits de la Terre, comme je l'ai fait remarquer tout à l'heure. On pourrait rendre invariable le degré de température en marquant 100° à la température d'ébullition de l'eau sous la pression atmosphérique C. G. S. et marquer ensuite 0° à la glace fondante.

Le nouveau degré qui en résulterait, et qui pourrait s'appeler *degré rationnel,* vaudrait à peu près $\frac{997}{1000}$ du degré centigrade actuel à l'équateur, ou bien $\frac{995}{1000}$ du degré centigrade au pôle. (*Applaudissements.*)

M. Yokota, ingénieur de la Marine impériale japonaise, a présenté les observations suivantes :

La Conférence intéressante de M. Wehmeyer m'incite à écrire quelques mots à ce sujet. L'existence de vibrations perceptibles, surtout à l'arrière de quelques navires à turbines, semble montrer que nous ne sommes pas encore arrivés à l'état de perfection dans la solution de cette difficuté. Si je ne me trompe pas, l'œuvre célèbre de Lord Rayleigh sur la théorie des sons est un des meilleurs guides sur ce sujet. L'usage de coordonnées normales facilite souvent le problème dans une grande mesure. Il y a quelques années j'avais calculé les périodes naturelles de la vibration d'un contre-torpilleur par une méthode graphique, et j'avais l'intention de demander permission à notre Gouvernement de faire des observations à bord de ce navire. Mais, pendant la guerre russo-japonaise, il a été si avarié qu'une expérience de ce genre était devenue absolument impossible.

Heureusement, avant le commencement de la guerre, les professeurs Purvis, Omori, Ferano et Shiba de notre Université avaient fait quelques observations intéressantes sur le même sujet à bord de ce contre-torpilleur. Les résultats obtenus par eux ne diffèrent pas beaucoup de ceux que j'avais calculés moi-même.

L'année dernière, le professeur Nagaoka, du Collège des Sciences de l'Université impériale de Tokyo, m'a prié de faire une Conférence à ce sujet à la réunion annuelle de la Société mathématico-physique de Tokyo.

Après la lecture du papier, M. Ferada, membre de la Société, a fait remarquer que l'effet de l'eau en vibration avec le bateau pourrait avoir un effet appréciable sur les périodes et sur les positions des nœuds des vibrations. La force modératrice n'affecte que l'amplitude variant avec le temps et pas la période. L'expérience ingénieuse de M. le professeur Crémieu sur la manière automatique d'arrêter le roulis des navires me semble être une preuve de ce que je viens de dire.

De l'autre côté, l'augmentation de la masse d'un système peut quelquefois

diminuer l'intensité des vibrations d'une manière considérable. Il faut toujours se souvenir de cette distinction.

Dans le cas d'un navire, l'eau qui l'entoure agit comme une masse virtuelle ajoutée.

M. Ferada a fait plusieurs expériences avec un modèle d'un torpilleur, et il a trouvé que la période de vibration avec deux nœuds augmente d'environ 30 pour 100 en flottant dans l'eau pure en comparaison de la vibration dans l'air. Les positions des nœuds sont aussi matériellement changées en flottant dans l'eau. A mon avis, ces facteurs sont trop importants pour être ignorés.

Pour cela, mon article du mois de mai et celui de M. Ferada du mois de juin dernier, dans le journal cité ci-dessus, peuvent être de quelque intérêt.

En tout, M. Wehmeyer traite ce sujet d'une manière si capable et si méthodique que, s'il avait la bonté de me donner son avis, je serais sûr d'augmenter de beaucoup mes connaissances sur ce sujet.

M. J.-B. Millet, se trouvant encore malade et ne pouvant assister au Congrès, sir William White donne lecture de son Mémoire *Further results of submarine signalling by means of sound.*

M. Achelis. — Je voudrais ajouter quelques mots à ce qui vient d'être dit au sujet des signaux sous-marins au moyen du son. La Compagnie du Norddeutscher Lloyd a procédé à de nombreuses et importantes expériences de ce mode de signaux; la conclusion finale a été que, au milieu du brouillard, un navire peut toujours reconnaître de quel côté vient le son du signal sous-marin. Le navire porte deux récepteurs, l'un à tribord, l'autre à bâbord, chacun d'eux relié à la chambre du capitaine par un téléphone. Lorsque le son vient du récepteur téléphonique de droite ou de gauche, le capitaine reconnaît de suite la direction du signal; si le son se fait entendre par les deux récepteurs, c'est que le signal est juste dans la direction de l'avant du navire.

J'ajoute que le son est généralement entendu à une distance qui varie entre 7 et 10 milles.

En présence de ces résultats, le Norddeutscher Lloyd a décidé de munir tous ses grands navires de ces appareils, et il espère obtenir du Gouvernement allemand que tous les phares reçoivent des appareils de signaux sous-marins par le son. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — Nous remercions sir William White et M. Achelis de leurs intéressantes Communications.

Comme il ne reste rien à l'ordre du jour, je propose de renvoyer à demain la séance. (*Adhésion.*)

La séance est levée.

La séance est levée à $11^h 15^m$.

Séance du 27 juin 1907.

La séance est ouverte à neuf heures et demie sous la présidence de M. Huin, auquel succède plus tard Lord Glasgow.

Prennent place au bureau : MM. Rudloff, Bates, Sir William White, Pluyette, Ferrand et Dana.

M. Laubeuf, ancien Ingénieur en chef de la Marine, donne lecture de son rapport : *Le présent et l'avenir de la navigation sous-marine.*

M. Dana donne lecture du mémoire de M. W.-I. Babcock : *The sub-surface torpedo-boat.*

Les deux mémoires qui viennent d'être lus sont mis simultanément en discussion.

M. Bertin. — La question de la navigation sous-marine présente un très grand intérêt et, si vous me le permettez, je vais rappeler en quelques mots son origine, la petite part pour laquelle j'y ai contribué, la grande part, beaucoup plus importante, prise dans cette question par un de mes jeunes camarades, M. Doyère, et après lui par M. Laubeuf.

On trouve, je crois, l'origine de ce problème de la navigation sous-marine dans un programme préparatoire tracé à la fin de 1895 par M. Doyère, qui était alors au ministère de la Marine ; pour tracer le programme définitif, nous avions repris les avant-projets de M. Doyère, en les atténuant quelque peu : une étude consciencieuse ne nous a amenés qu'à apporter quelques modifications au programme préparatoire de notre collègue.

Depuis cette date, de nombreux progrès ont été réalisés, souhaitons qu'il s'en produise d'autres et que l'on arrive bientôt à une solution parfaite.

Sir William White. — Au nom de nos confrères anglais, je tiens à remercier M. Laubeuf de l'intéressant mémoire qu'il a communiqué au Congrès, et des remarques fort suggestives qu'il a faites en ce qui concerne l'avenir de la navigation sous-marine.

Mais il reste toujours une difficulté à surmonter ; il faut assurer au sous-marin en plongée une stabilité qu'il ne possède pas encore complètement. Actuellement, l'usage de ces petits bâtiments demande le plus grand soin ; si l'on ne veut avoir à déplorer des accidents, il faut un corps d'officiers et de marins parfaitement entraînés, capables de conserver leur sang-froid dans les situations les plus difficiles.

Je constate, en même temps, que M. Laubeuf arrive à une conclusion identique à celle qu'énonçait Fulton, il y a plus d'un siècle, à savoir que le sous-marin doit rendre de très grands services aux États d'une faible puissance maritime.

Mais M. Laubeuf pourrait-il nous indiquer quelle doit être la proportion entre la vitesse en surface et la vitesse en plongée, ou plutôt quelle est, selon lui, la vitesse désirable pour un sous-marin de 100 tonnes, par exemple.

Quant aux moteurs, je crois également qu'il ne faut employer que des moteurs à pétrole lourd, mais les moteurs à vapeur, selon moi, présentent certains inconvénients qui ne compensent peut-être pas les avantages de leur emploi.

Je me suis trouvé à bord d'un sous-marin pourvu d'une machine à vapeur; je n'ai pu réprimer une certaine crainte lorsque nous avons plongé en emportant avec nous une certaine quantité de vapeur, qui n'était pas sans faire courir quelques risques au bateau. C'est pour cette raison que je donnerai la préférence, à bord des sous-marins, au moteur à pétrole lourd.

Passant au mémoire adressé au Congrès par M. Babcock, son auteur arrive à une conclusion que j'ai adoptée moi-même depuis deux années, à la suite de mes études, à savoir que le submersible est préférable au sous-marin; ces submersibles peuvent atteindre des vitesses qui leur permettent, dans un grand nombre de cas, de rejoindre des navires en marche; en outre, au moment du tir, ils offrent un but de faible étendue aux coups de l'ennemi; ils peuvent, de plus, être mieux protégés.

A tous ces avantages s'en ajoutent d'autres : suppression du moteur électrique et de tout l'attirail des accumulateurs, faculté de mieux tenir la mer, vision plus facile, sécurité des équipages et meilleures conditions d'habitabilité.

Ceci, d'ailleurs, ne veut pas dire que l'œuvre de la France en ce qui touche les sous-marins est à dédaigner, et, en terminant, je propose au Congrès de voter des remercîments aux auteurs des deux mémoires qui viennent d'être communiqués à cette assemblée. (*Applaudissements.*)

M. Laubeuf. — Le chiffre que j'ai indiqué pour la vitesse est celui que les différentes nations cherchent à réaliser, 15 nœuds à la surface et 10 nœuds en plongée, et j'ai ajouté que, jusqu'à présent, on n'avait pas encore atteint ces deux vitesses sur un même bâtiment. Certains sous-marins, comme l'*Octopus,* ont bien fait 10 nœuds en plongée; mais, en surface, ce bâtiment n'a pu dépasser 11,5 nœuds.

Je ne sais si mes renseignements sont complets, mais je ne connais actuellement aucun sous-marin ou submersible ayant réalisé les deux vitesses que j'ai dites.

Sir William White a adressé quelques reproches au moteur à vapeur, il a

exprimé ses craintes du danger que les chaudières peuvent faire courir au sous-marin en plongée : cinq des bateaux que j'ai construits possèdent des moteurs à vapeur ; ils sont en service depuis six ans ; chaque fois que l'on plonge, on éteint les feux : il n'y a pas eu d'accidents. La durée de passage de la surface à la plongée a été réduite à 7 minutes, c'est dire que les moteurs à vapeur peuvent lutter avec les moteurs à pétrole.

En terminant, je suis d'accord avec Sir William White pour reconnaître que, dans un avenir prochain, le moteur à pétrole lourd sera reconnu comme supérieur et sera universellement adopté. (*Applaudissements.*)

M. Lecointe. — Comme l'a dit M. Laubeuf, dans le combat naval, le submersible et le sous-marin sont des engins aussi dangereux pour les marins qui les occupent que pour l'ennemi. M. le Président ne pourrait-il pas prier les membres de l'assemblée qui m'entourent d'étudier les moyens propres à assurer la sécurité des équipages de ces petits bâtiments exposés à des dangers de toutes sortes, insuffisance des cloisons étanches, explosions, etc.

C'est sur ce point que devraient porter les études avant de songer à perfectionner la vitesse ou la puissance d'attaque des sous-marins. Tranquillisés par des dispositions appropriées, les équipages auraient toute liberté d'esprit pour la manœuvre, et ils feront un meilleur usage de l'instrument tel qu'il existe en ce moment.

M. le Président. — L'observation de M. Lecointe trouvera sa place dans les comptes rendus du Congrès et nos collègues pourront s'en inspirer pour une prochaine assemblée. Souhaitons que la proposition de M. Lecointe trouve son écho dans un Congrès ultérieur. (*Applaudissements.*)

M. Burlamaqui. — A la page 13 de son rapport, M. Laubeuf dit que « ce sont les puissances secondaires qui ont le plus à gagner au développement du sous-marin, car celui-ci est, avant tout, une arme défensive ».

Lorsque, au Brésil, on a envisagé la réorganisation de la flotte, nous avons adopté résolument la stratégie offensive, et nous avons en construction actuellement 3 cuirassés de 19000 tonnes et 18 torpilleurs, destroyers de 650 tonnes. Nous ne partageons pas, par conséquent, l'opinion de M. Laubeuf, qui dit que, pour les marines secondaires, la seule stratégie est la défensive ; nous avons résolument adopté l'offensive, sans d'ailleurs, pour cela, donner à notre programme un caractère agressif.

Nous avons également des sous-marins construits et étudiés au Brésil, et ces sous-marins ne joueront dans notre flotte qu'un rôle secondaire.

Vu l'heure avancée, le Congrès décide, sur la proposition de M. le Président, l'insertion au procès-verbal, sans en donner lecture en séance, des deux rapports : *Use of hydraulic riveting in the construction of the* Mauretania, *The skilled Mechanic.*

M. le Président. — Avant de clore le Congrès, je donne la parole à M. Bertin.

M. Bertin. — M. le Président me prend un peu à l'improviste, et dans un moment où beaucoup de choses me roulent dans la tête depuis plusieurs jours; c'est même pour cette raison que je n'ai pu suivre d'aussi près que je l'aurais voulu les travaux de ce Congrès.

Ce que j'en ai vu m'a permis cependant de juger quel intérêt ont présenté les discussions qui ont eu lieu; laissez-moi vous en féliciter et vous dire que ce Congrès a été digne de ce que l'on pouvait attendre des éminentes personnalités qui y ont pris part et qui, comme sir William White, ont eu à cœur de donner une opinion autorisée sur les sujets traités.

Je l'ai déjà dit il y a deux jours, ce Congrès marquera une des dates célèbres de cette Exposition maritime de Bordeaux; il en avait été comme le point de départ, il comptera au nombre des manifestations dont nous garderons le souvenir. (*Applaudissements.*)

M. Achelis. — Avant de quitter cette ville de Bordeaux, je tiens, tant en mon nom personnel qu'au nom de tous mes collègues allemands ici présents, à remercier le Comité d'organisation du Congrès de l'honneur et du plaisir qu'il nous a faits en nous invitant à y prendre part. Nous avons pu ainsi admirer ce beau et riche pays, coudoyer la population sympathique de la grande ville que tant de liens commerciaux rattachent depuis longtemps à la ville libre et hanséatique de Brême, ma ville natale. (*Applaudissements.*)

L'Exposition que nous avons parcourue avec le plus vif intérêt ne doit pas seulement son succès au ciel clément de ce pays, mais aussi aux qualités de ses organisateurs, à l'esprit d'initiative et de méthode qui est depuis longtemps dans les traditions des négociants et des conseils locaux de cette belle contrée, au clair génie que donne à votre race ce vin, richesse et gloire de votre sol privilégié.

Je suis heureux de saisir cette occasion pour dire que les sympathies que j'exprime bien sincèrement à votre ville et à son port et à son commerce vont aussi à tout le pays de France, avec lequel le peuple allemand souhaite de vivre toujours dans une paix et une amitié parfaites.

C'est avec ces sentiments que je souhaite pleine prospérité à la ville de Bordeaux. (*Applaudissements.*)

M. Bates. — Messieurs, la ville de New-York vient d'élever un palais destiné à recevoir les visiteurs de marque qui voudront bien nous faire l'honneur de nous rendre visite; ce palais me semble tout indiqué pour la prochaine réunion du Congrès international d'Architecture navale.

Au nom de mes confrères d'Amérique et au mien, je remercie le Comité d'organisation de l'accueil qui nous a été fait dans cette belle ville de Bordeaux; vous avez honoré notre Fulton en commémorant ici le centenaire de

la navigation à vapeur ; ses compatriotes seront heureux de vous recevoir dans son pays natal, et j'exprime en leur nom l'espoir de vous voir répondre très nombreux à notre appel. (*Applaudissements.*)

M. le Président. — Messieurs, nous voici arrivés à la conclusion de nos travaux, et avant tout je dois, au nom de mes collègues, nous féliciter de l'occasion que nous a fournie ce Congrès d'entrer en relations avec les représentants les plus autorisés des trois grandes Sociétés d'Architecture navale de France, d'Amérique et d'Allemagne.

Les Mémoires qui ont été lus ici ont présenté un grand intérêt, et ils formeront une addition sérieuse à notre collection des Transactions des Naval Architects ; nous les avons entendus dans les meilleures conditions possibles, dans une salle superbe qui, malheureusement, me dit-on, disparaîtra avec l'Exposition, et nous conserverons le souvenir des leçons que nous en aurons retirées.

J'ai le devoir d'exprimer notre gratitude envers nos hôtes si courtois qui nous ont fait les honneurs de la ville de Bordeaux, car nous emporterons de cette ville et de ses habitants le meilleur souvenir.

Nous devons aussi remercier notre estimable ami, M. Bertin, qui s'est dévoué entièrement à cette Exposition et qui verra le succès couronner ses efforts, le Comité de l'Exposition qui a mis cette belle salle à notre disposition, la municipalité de Bordeaux qui a réussi pleinement à nous rendre fort agréable le séjour dans cette ville.

N'oublions pas non plus le propriétaire de Château-Margaux, qui nous a réservé une si cordiale réception hier, après nous avoir promenés au milieu d'un superbe vignoble.

La visite des Chantiers de construction de Dyle et Bacalan et de la Gironde nous a aussi fort intéressés ; nous avons reconnu dans les directeurs qui nous ont reçus une source d'énergie et d'industrie qui montre qu'avec de tels hommes ces entreprises ne peuvent que croître et prospérer.

Messieurs, en terminant, je vous demande de voter des remercîments aux organisateurs de ce Congrès, à nos secrétaires, à MM. Pluyette, Ferrand et Dana, qui n'ont pas ménagé leurs peines pour mener à bien la mission qui leur avait été confiée.

Messieurs, je vous propose de voter la résolution « que nous emportons tous le plus charmant souvenir de notre visite à Bordeaux ». (*Vifs applaudissements.*)

La session du Congrès est close.

La séance est levée.

(La séance est levée à onze heures.)

M. Gœtlœb, ingénieur maritime à Anvers, a déposé sur le bureau du Congrès une Communication qui n'a pas été envoyée en temps utile pour être imprimée et soumise à la discussion. Nous en donnons ci-dessous le texte.

De l'obligation de perfectionner et d'unifier les méthodes de jaugeage des navires de commerce.

MESSIEURS,

Parmi les problèmes pouvant donner lieu à une entente internationale, il importe de citer une question de grande importance pour l'exploitation de l'industrie des transports sur mer, question qui, depuis nombre d'années, a été étudiée et discutée à diverses reprises par les experts en science économique maritime, sans qu'ils aient abouti, jusqu'à présent, à lui donner une solution acceptée par tous les intéressés.

Il s'agit d'établir une méthode perfectionnée du jaugeage des navires de commerce et de faire accepter cette méthode par toutes les nations.

Cette question avait été mise dernièrement encore à l'ordre du jour au Congrès d'expansion économique mondiale de Mons, en 1905, à la date du 25 et du 27 septembre 1905, en séance de la quatrième section dudit Congrès.

Le regretté M. V. Daymard, ancien Ingénieur de la Marine française, Ingénieur en chef honoraire de la Compagnie générale Transatlantique, Ingénieur en chef du Bureau Véritas (la grande autorité française en matière de construction navale), fit ressortir, lors du Congrès de Mons, les inconvénients du système de jaugeage actuel et préconisa une méthode basée sur la détermination extérieure du volume du navire avec application de coefficients de réduction.

J'assistai à la lecture de cet exposé et j'exprimai le regret que mon rapport sur le jaugeage des navires ne fût pas encore remis aux membres du Congrès. Dans ce travail, je signalai les abus commis par l'application du système actuel de jaugeage, et je me déclarai adversaire du mesurage extérieur des navires; je craignais que ce système n'entravât le progrès de la navigation à vapeur, l'espace des bateaux extra-rapides étant presque entièrement occupé par la machinerie. Par suite de l'absence de mes rapports sur le système de jaugeage, la discussion de cette question fut ajournée.

Néanmoins, le 27 septembre 1905, en séance dudit Congrès de Mons, le Président mit aux voix le vœu suivant proposé de commun accord par feu M. Daymard et moi-même :

« La section de la Marine du Congrès international de Mons émet le vœu qu'une prochaine conférence diplomatique soit chargée de l'établissement d'un système uniforme et international de jaugeage des navires, d'une forme aussi simple que possible et qui écarte les complications et les abus des systèmes actuels. »

J'émets le vœu que le Congrès international actuel d'Architecture et de Construction navales de Bordeaux daignera aborder cette question de si haute importance pour la Marine marchande et qu'il appuiera le vœu prononcé le 25 septembre 1905 au Congrès de Mons, relatif à l'institution d'une prochaine Conférence diplomatique qui sera chargée de l'établissement d'un système uniforme et international de jaugeage de navires, d'une façon aussi simple que possible et qui écarterait les complications et les abus des systèmes actuels.

La durée limitée du Congrès et les excursions organisées aux environs de Bordeaux ont conduit à borner à trois le nombre des séances du Congrès. Il a été nécessaire de consacrer deux séances de section à la lecture et à la discussion des Mémoires qui n'ont pu trouver place dans les séances plénières.

Dans la séance du mercredi 26 juillet, les communications de M. Simonot, sur la rigidité et la solidité des navires, et de M. Van den Cruyce, sur le tracé des chalutiers à vapeur, ont été déposées sur le bureau et il n'en a pas été donné lecture.

M. Devaureix a exposé lui-même son étude sur les inductions tenaces dans la compensation du compas et a montré le fonctionnement de son appareil destiné à éviter toute erreur dans la lecture des caps vrais.

M. Gaston Gaillard a fait connaître les principes et les détails d'exécution de son compas de route à indication lumineuse.

M. Lecointe a donné lecture de son travail sur « La propulsion des navires par machines irréversibles ». Ce travail a donné lieu, de la part de M. Bochet, aux observations suivantes :

Les constructeurs allemands ont donné aux applications industrielles du moteur Diesel un très remarquable développement. Ce résultat fait bien augurer de ce qu'ils pourront réaliser dans le domaine de la navigation. Mais les premières applications du moteur Diesel sur les bateaux ont été faites en France ; leur mise au point et leur succès assurent à ce pays une sérieuse avance sur ce point.

De même, les avantages et la commodité de la combinaison des moteurs Diesel et des machines électriques ont été tout particulièrement appréciés en France où cette solution est bien connue pour la navigation sous-marine. Cependant, il n'en résulte pas qu'une solution telle que le système del Proposto s'impose. Lorsqu'il s'agit de grandes puissances, les appareils de manœuvre des moteurs électriques ne laissent pas de présenter de sérieuses difficultés de réalisation et d'emploi, tandis que le renversement de marche a pu être heureusement adapté aux moteurs Diesel par divers constructeurs.

Après des essais minutieux sur une première machine d'étude, la Maschinenfabrik d'Augsbourg a construit 2 machines à 4 cylindres de 250 chevaux, avec renversement de marche ; en ce moment même, elle effectue la livraison de ces machines.

Une telle solution est incomparablement plus pratique et plus simple que l'emploi d'une génératrice et d'une réceptrice électriques de puissance sensiblement égale à celle du moteur thermique qu'elles doivent compléter et dont l'emploi entraîne encore la nécessité d'embrayages délicats, si difficiles à établir avec succès pour de très grandes puissances.

Dans la séance du jeudi 27 juillet, M. Bochet a donné un résumé de sa Note sur la réfrigération des soutes à munitions.

M. de Maupeou, à la suite de cette communication, a fait observer que les meilleurs isolants thermiques laissaient toujours, à la longue, passer la chaleur, comme le fait pour un liquide un robinet mal fermé. Le problème du maintien des soutes à une température relativement basse exige donc l'emploi de moyens de ventilation et de réfrigération destinés à entraîner constamment la chaleur, qui réussit à pénétrer.

Pendant la durée du Congrès, des excursions ont permis aux congressistes de visiter les chantiers de la Société des Ateliers de la Gironde et de parcourir le cuirassé *La Vérité,* en achèvement à flot : les ateliers de construction de navires et de matériel roulant de la Société de Dyle et Bacalan furent l'objet, le même jour, d'une visite détaillée.

Le lendemain, les congressistes prirent part à une promenade dans les vignobles de Château-Margaux et furent reçus à Château-Margaux même par un représentant de M. le prince de Tarente. Enfin, le dernier jour, une belle excursion à Arcachon permit de montrer aux hôtes étrangers la ville d'hiver, le bassin d'Arcachon et le nouveau casino.

Un grand nombre de congressistes, en quittant Bordeaux, se sont rendus par train spécial au Creusot où ils furent l'objet, de la part de M. Schneider et de ses représentants, de la plus cordiale réception.

MÉMOIRES LUS

AU

CONGRÈS INTERNATIONAL D'ARCHITECTURE NAVALE

TENU A BORDEAUX LES 25, 26 ET 27 JUIN 1907.

VENTILATION ET RÉFRIGÉRATION

DES SOUTES A MUNITIONS,

PAR M. ADRIEN BOCHET.

La sécurité des soutes à munitions a toujours été l'une des préoccupations des constructeurs des bâtiments de guerre.

Des précautions pour l'isolation des soutes, leur protection contre les diverses causes d'accident et leur noyage en cas de danger, ont été prises depuis longtemps.

L'usage des poudres modernes et le développement considérable de la machinerie à bord ont augmenté les risques dans de grandes proportions.

Les poudres actuelles, qui offrent de si précieuses qualités balistiques, ont l'inconvénient de l'instabilité. Cette instabilité croît très rapidement avec la température à laquelle les poudres sont maintenues. D'autre part, ces poudres dégagent, par le fait de leur altération graduelle, des vapeurs inflammables pouvant donner naissance à des mélanges détonants.

Le développement des chaudières et des machines motrices ainsi que des auxiliaires, avec toutes les tuyauteries qu'elles exigent, entraîne l'échauffement de toutes les parties du bateau.

La répartition de l'artillerie à bord et la nécessité d'établir les soutes à proximité des pièces ont conduit à les placer souvent dans des conditions particulièrement défavorables au point de vue de l'échauffement.

Donc, en même temps que la sensibilité des poudres à la chaleur augmentait, les causes d'échauffement des soutes se développaient dans une grande proportion.

Aussi, nombre de tentatives ont-elles été faites pour assurer la réfrigération artificielle de ces locaux.

Le refroidissement par simple ventilation, qui offre l'avantage de la simplicité et de la sécurité contre l'accumulation des vapeurs, devient tout à fait insuffisant au point de vue de l'abaissement de la température, dès que

l'air extérieur atteint une vingtaine de degrés, si les causes d'échauffement de la soute prennent quelque importance.

Le réchauffage de l'air pénétrant dans le navire se produit, en effet, très rapidement au contact des parois chaudes, par suite de la faible chaleur spécifique de cet air.

On observe couramment des échauffements d'une dizaine de degrés pour des trajets qui semblent aussi courts et directs que possible entre les hauts du bâtiment et les ventilateurs placés dans les fonds.

Le refroidissement par les moyens couramment usités pour les chambres frigorifiques, telles que celles destinées à la conservation des viandes, semblait, au contraire, devoir donner une solution certaine.

Ce procédé a complètement échoué du fait des différences essentielles existant entre les chambres frigorifiques et les soutes à munitions. Dans les premières, la ventilation est proscrite, ainsi que toute circulation de personnel. Ces chambres restent fermées durant toute la traversée et, de plus, elles sont maintenues à très basse température.

Il en résulte que la petite quantité d'humidité contenue dans l'air du local, lors de sa fermeture, se dépose en une légère couche de givre qui ne gêne en rien la conservation des produits enfermés.

Tout au contraire, une soute à munitions doit être ventilée. Alors même que l'on commettrait la grave imprudence de supprimer ou de trop réduire la ventilation, les sujétions du service obligeraient à ouvrir fréquemment la soute et, par suite, à y laisser pénétrer l'air extérieur. Enfin, la température qu'il convient de maintenir dans une soute est notablement supérieure à 0°.

Il en résulte que l'humidité de l'air, ainsi renouvelé, dans la soute, se condense sur toutes les surfaces maintenues à une température inférieure à celle de l'air qui pénètre dans ce local. Bientôt l'eau, qui ne peut être congelée comme dans le cas précédent, ruisselle en abondance sur les munitions et les parois.

Ce très grave inconvénient ne peut donc être évité qu'à la condition expresse de ne faire pénétrer dans la soute que de l'air plus froid ou à température au plus égale à celle du contenu ou des parois de cette soute.

En conséquence, le seul moyen rationnel de refroidir les soutes à munitions est de les ventiler avec de l'air convenablement refroidi.

La pratique a d'ailleurs absolument sanctionné cette déduction, car c'est le seul mode de réfrigération qui ait prévalu à l'heure actuelle.

Cette solution, réalisée au moyen des aéroréfrigérants, a été appliquée sur les navires indiqués au Tableau qui suit :

Chateaurenault	Croiseur cuirassé	4 appareils	Marine Française
Bayan	Croiseur cuirassé	5 »	Marine Russe
Montcalm	Croiseur cuirassé	2 »	Marine Française
Boyarin	Croiseur cuirassé	2 »	Marine Russe
Jeanne-d'Arc	Croiseur cuirassé	9 »	Marine Française

Gueydon	Croiseur cuirassé	2	appareils	Marine Française
Cesarevitch	Cuirassé	4	»	Marine Russe
Kléber	Croiseur cuirassé	2	»	Marine Française
Dupleix	Croiseur cuirassé	4	»	Marine Française
Sully	Croiseur cuirassé	2	»	Marine Française
Desaix	Croiseur cuirassé	4	»	Marine Française
Gloire	Croiseur cuirassé	2	»	Marine Française
Léon-Gambetta	Croiseur cuirassé	3	»	Marine Française
Amiral-Aube	Croiseur cuirassé	2	»	Marine Française
Condé	Croiseur cuirassé	2	»	Marine Française
Jules-Ferry	Croiseur cuirassé	3	»	Marine Française
Borodino	Cuirassé	6	»	Marine Russe
Orel	Cuirassé	6	»	Marine Russe
Alexandre-III	Cuirassé	4	»	Marine Russe
Prince-Souvoroff	Cuirassé	5	»	Marine Russe
Slava	Cuirassé	5	»	Marine Russe
Dupetit-Thouars	Croiseur cuirassé	2	»	Marine Française

Elle est également adoptée pour les croiseurs cuirassés en construction, le *Waldeck-Rousseau* et le *Michelet*.

A bord de ces deux croiseurs des aéroréfrigérants à circulation de liquide refroidi artificiellement sont affectés aux soutes à munitions alors que des appareils semblables, mais à simple circulation d'eau de mer, sont employés pour rafraichir les compartiments de dynamos.

Jusqu'à ces derniers temps, le maximum de température considéré comme admissible dans les soutes était fixé à 35°. Aujourd'hui, cette limite est réduite à 30°.

Dans le premier cas, le refroidissement direct de l'air par l'eau de mer suffisait, la température de cette eau, puisée à une certaine profondeur, restant sensiblement inférieure à 35° dans tous les points du monde. Mais, dans le second cas, la limite de 30° ne peut être respectée en toutes circonstances qu'en recourant à une réfrigération artificielle.

Aéroréfrigérants. — Les appareils utilisés pour refroidir l'air, les aéroréfrigérants, sont constitués par des surfaces métalliques sur lesquelles circulent, d'un côté, le liquide réfrigérant et, de l'autre, l'air à rafraîchir.

Une pompe assure la circulation du liquide, un ventilateur, celle de l'air.

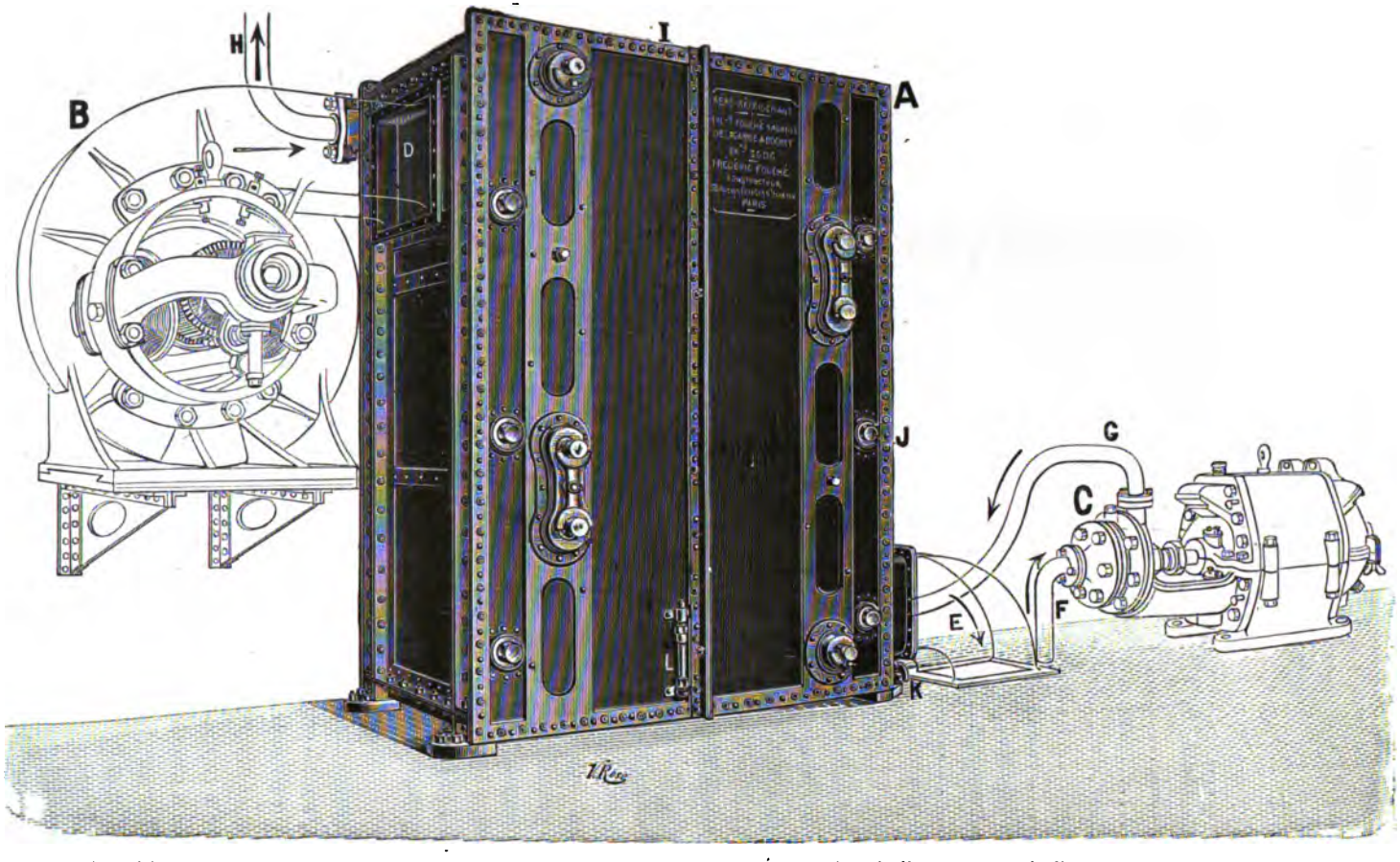
La figure 1 représente la disposition d'une installation de ce genre.

La figure 2 montre le détail de l'agencement d'un aéroréfrigérant du modèle le plus récent, construit dans les ateliers Frédéric Fouché, à Paris.

L'importance de la réfrigération à assurer dépend évidemment de la quantité de chaleur qui pénètre dans la soute. Il convient donc, tout d'abord, de réduire au minimum possible cette quantité de chaleur.

L'afflux de chaleur dans la soute se fait par le rayonnement des parois

Fig. 1. — Vue extérieure de l'aéroréfrigérant montrant les dispositions du ventilateur et de la pompe de circulation.



A, Aéroréfrigérant.
B, Ventilateur électrique.
C, Pompe de circulation électrique.
D, Entrée de l'air dans l'aéroréfrigérant.
E, Sortie de l'air froid se rendant à la soute.
F, Aspiration de l'eau de mer.
G, Refoulement de l'eau de mer à l'aéroréfrigérant.
H, Évacuation de l'eau sortant de l'aéroréfrigérant.
I, Panneau démontable pour la visite intérieure de l'aéroréfrigérant.
J, Bouchons à vis des regards permettant de vérifier l'étanchéité des plaques creuses ondulées sans ouvrir le panneau.
K, Robinets d'extraction de l'eau de condensation.
L, Niveau à tube de verre pour l'eau de condensation.

chaudes et par conductibilité des pièces métalliques situées dans ce local et reliées à des parties échauffées du navire.

Fig. 2. — Vue intérieure de l'appareil, le panneau démontable enlevé, montrant la disposition des plaques creuses ondulées.

D, Entrée de l'air dans l'aéroréfrigérant.
E, Sortie de l'air froid se rendant à la soute.
G, Entrée de l'eau dans l'aéroréfrigérant.
H, Sortie de l'eau de l'aéroréfrigérant.
K, Robinet d'extraction de l'eau de condensation.
L, Plafond de l'aéroréfrigérant.
M et N, Planchers intermédiaires supportant les batteries de plaques creuses ondulées.
O, Plancher du bas de l'aéroréfrigérant.
R, Batteries de plaques creuses ondulées.
S, Écrous de serrage des joints des plaques creuses ondulées.

Les moyens de réaliser l'isolation thermique de la soute sont les suivants :

Le rayonnement des parois chaudes peut être réduit en les recouvrant à l'intérieur même de la soute par des substances de pouvoirs conducteur et émissif aussi faibles que possible; par exemple, d'une certaine épaisseur de liège, d'amiante, etc.

Une double paroi réalisant une enveloppe d'air donne une autre solution. Il est bien évident qu'il est alors avantageux d'assurer dans cette double paroi une circulation d'air à température aussi basse que possible.

Enfin, la circulation d'un liquide froid dans la double paroi donnera un résultat très complet sous condition que le liquide soit en contact suffisant avec toutes les pièces métalliques pouvant amener de la chaleur par conductibilité dans la soute.

Il est donc facile en principe d'assurer efficacement l'isolation thermique de la soute. Mais en pratique ces diverses solutions présentent de réelles difficultés d'application, en raison des dispositions des soutes, du peu de place disponible et enfin pour écarter toutes causes d'avaries des munitions.

L'emploi de simples isolants appliqués sur les surfaces internes des soutes ayant des épaisseurs en rapport avec l'échauffement des parois et l'espace disponible, est bien certainement la solution la plus facile. Comme elle s'est montrée d'une efficacité suffisante, elle a seule été développée en pratique. Toutefois, l'usage d'une double paroi avec circulation d'air a pu être heureusement combiné avec l'isolation des parois.

Quant à la réalisation d'un écran de liquide froid, elle comporte les sujétions suivantes :

Pour être efficace, l'écran liquide ne doit présenter aucune solution de continuité. Il doit être traversé par toutes les pièces métalliques pouvant amener de la chaleur dans la soute par conductibilité, de telle manière que ces pièces sont baignées au passage par le liquide réfrigérant.

Il faut écarter tout risque de noyage de la soute en cas de fuites.

L'écran doit par suite être constitué par une double paroi. Mais il est matériellement impossible de donner à cette double paroi des dimensions permettant d'y pénétrer pour peindre et entretenir les tôleries, ce qui oblige à proscrire l'emploi dans l'écran de tout liquide, tel que l'eau de mer, pouvant attaquer les tôles.

La solution consiste alors à faire circuler dans la double paroi un liquide tel que de l'eau douce chargée d'huile, un lait de chaux, etc., évitant toute corrosion du métal et assurant sa conservation parfaite.

La quantité totale du liquide spécial circulant dans la double paroi doit être aussi faible que possible, afin d'éviter, quoi qu'il arrive, tout risque de noyage de la soute. Dès lors, si une fuite se déclare de la double paroi dans la soute, une très faible quantité de liquide s'écoulera sur le parquet de ce local sans avarier les munitions.

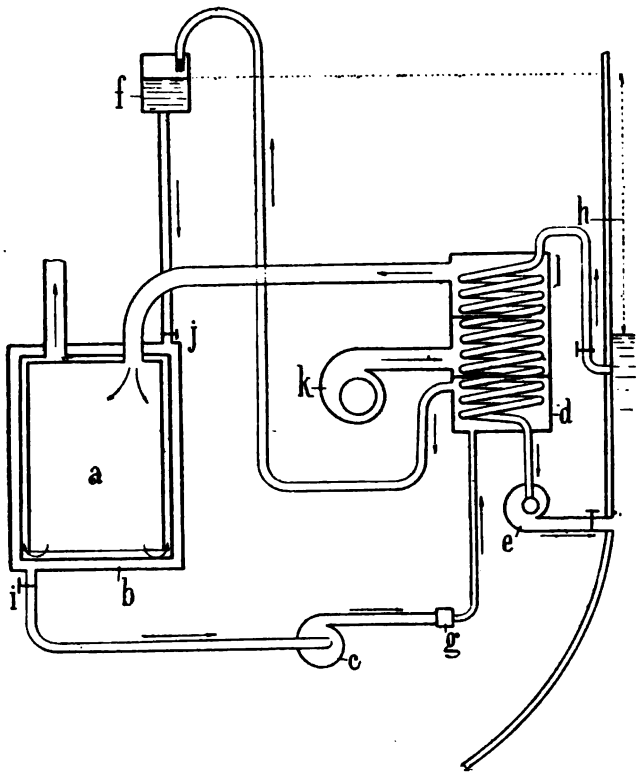
Des dispositions très simples avertiront d'ailleurs aussitôt de l'accident.

La figure 3 montre comment doit être réalisée l'isolation d'une soute pour satisfaire à ces conditions; elle indique, en outre, le dispositif de ventilation de la soute par de l'air refroidi. La combinaison est telle que l'air injecté ne peut être plus chaud que la paroi, ce qui évite tout dépôt d'humidité.

Enfin, l'isolation de la soute est complétée par le passage de l'air évacué autour des parois de la soute.

Le liquide spécial et l'air de ventilation peuvent être refroidis simplement par l'eau de mer ou au moyen d'une machine à froid suivant la température à maintenir dans les soutes.

Fig. 3.



a, Soute.
b, Double paroi où circule le liquide froid.
c, Pompe de circulation du liquide froid.
d, Réfrigérant du liquide spécial.
e, Pompe de circulation d'eau de mer.
f, Réservoir maintenant le niveau supérieur du liquide spécial à une hauteur *h* au-dessus de la flottaison.
g, Clapet automatique.
i, *j*, Robinets.
k, Ventilateur.
l, Réfrigérant de l'air.

Calcul de la quantité de chaleur pénétrant dans les soutes. — La quantité de chaleur Q_1 pénétrant à travers les parois est proportionnelle à leur surface Σs, à la différence de température de leurs deux faces $T - t$ et au temps.

Le nombre de calories passant par unités de surface et de temps q_1 pour 1°

de différence de température, à travers une cloison donnée, est déterminé expérimentalement. De nombreux essais ont fixé les chiffres correspondant aux parois protégées par les isolants usuels. On a donc

$$Q_1 = \Sigma s (T - t) q_1,$$

pour l'unité de temps.

D'autre part, les pièces métalliques telles que : cloisons, barrots, montants, supports à projectiles, rivés sur une paroi chaude, font pénétrer dans la soute par conductibilité une quantité de chaleur

$$Q_2 = \sum s \frac{q_2}{e} (T - t),$$

où

s est la section de la pièce métallique considérée;

e la distance entre le point où pénètre la chaleur maintenue à la température T et le point d'où cette chaleur est émise dans la soute et dont la température est t;

q_2 étant le nombre de calories qui passe par unité de temps et par unité de section de la pièce considérée entre deux points distants de l'unité de longueur et maintenus à une différence de température de 1°.

En négligeant les quantités de chaleur apportées par la circulation du personnel, les manutentions de projectiles, l'entrée d'air chaud, etc., la quantité totale de chaleur pénétrant dans la soute sera

$$Q = Q_1 + Q_2.$$

Calcul du volume d'air réfrigérant. — Cette quantité de chaleur doit être totalement entraînée par l'air de ventilation pour que la température de la soute se maintienne à la valeur assignée.

Il faut donc faire passer dans la soute un volume d'air V, capable d'absorber la quantité de chaleur Q, en s'échauffant de sa température d'entrée τ à sa température de sortie θ. La capacité calorifique de l'air étant $0^{Cal},3$ par mètre cube, on aura

$$V = \frac{Q}{0,3(\theta - \tau)}.$$

Il y aura lieu de vérifier que ce volume d'air, ainsi déterminé, satisfait à la condition de renouvellement d'air de la soute fixée d'après la nature des munitions.

Calcul de la réfrigération de l'air. — Pour amener le volume d'air V de la température initiale Θ mesurée au moment où il pénètre dans l'appareil de réfrigération, à la température θ mesurée à la sortie, il faut soustraire les quantités de chaleur cédées par l'air proprement dit, par la vapeur d'eau

qu'il renfermera après refroidissement et enfin celle abandonnée par la vapeur d'eau qui se condense.

La chaleur spécifique de l'air sec étant $0^{Cal},3$ par mètre cube,

La chaleur spécifique de la vapeur d'eau $0^{Cal},48$ par kilogramme,

La chaleur latente de vaporisation de l'eau $606^{Cal},5$ par kilogramme,

p étant le poids de la vapeur d'eau contenue dans 1^{m^3} de l'air aspiré,

p_1 le poids de vapeur d'eau restant dans 1^{m^3} de l'air après refroidissement,

On aura, pour la chaleur à absorber,

$$Q' = V[(\theta - \theta)(0,3 + 0,48p') + 606,7(p - p')].$$

Pour déterminer l'appareil de réfrigération, il y a lieu d'ajouter à cette quantité de chaleur Q′ toutes celles provenant de l'échauffement des appareils eux-mêmes et des conduites où circulent l'air et les liquides froids.

Les dimensions de l'appareil et de ses auxiliaires, la pompe de circulation et le ventilateur, se déduisent du volume d'air V passant par unité de temps et du volume de liquide froid nécessaire pour entraîner la quantité de chaleur Q′ majorée comme il vient d'être dit.

Il est à remarquer que la puissance de transmission de la chaleur d'un aéroréfrigérant entre l'air et l'eau est en quelque sorte illimitée, car elle ne dépend que du débit. Cette transmission croît, en effet, avec la vitesse, en sorte que les dimensions des appareils, convenablement proportionnés, résultent uniquement des pertes de charges admises pour l'air et le liquide réfrigérant.

Résultats obtenus. — Comme il a été déjà exposé, le seul mode de réfrigération des soutes à munitions ayant donné un résultat pratique est celui qui consiste à les ventiler avec de l'air refroidi. En conséquence, de nombreuses et importantes applications de cette solution ont été réalisées et les aéroréfrigérants ont ainsi été l'objet d'essais et d'observations pratiques répétés qui en ont fait connaître avec exactitude les qualités.

Il ressort de tous ces faits que les aéroréfrigérants fournissent aisément l'air à une température qui ne dépasse pas sensiblement de plus de 1° la température du liquide réfrigérant. Cela, quelle que soit la température de l'air pénétrant dans l'appareil.

La vapeur d'eau contenue dans l'air se condense entièrement dans l'aéroréfrigérant dans la proportion correspondant à la chute de température. Aucun entraînement d'eau ne se produit et le parfait assèchement de la soute est assuré.

Le Tableau qui suit donne quelques résultats d'essais rigoureusement contrôlés :

DATE de L'ESSAI.	DÉBIT de l'appareil.	MODÈLE.	DURÉE de l'essai.	CIRCULATION D'AIR. Températures. Entrée.	Sortie.	Volume d'air refoulé par heure en mètres cubes.	Pression d'eau en millimètres.	CIRCULATION D'EAU. Température de l'eau à l'entrée.	Perte de charge en mètres cubes d'eau.	Volume d'eau débité par heure en litres.	POIDS D'EAU condensée à l'heure.
Jeanne-d'Arc (Marine Française).											
19 Septembre 1901	3000 m³	1900	30 m	41,2 °	25,5 °	3580	13	23,9 °	2,216	25250	19,6 kg
Sully (Marine Française).											
21 Octobre 1902.....	2000	1902	45	43	25,45	2072	28	24,8	3,42	10700	41,1
Césarévitch (Marine Russe).											
25 Juillet 1902	2000	1902	40	45,1	24,8	2150	20	24,3	3,74	14700	24,8
Desaix (Marine Française).											
28 Octobre 1902.....	2000	1902	30	41,8	24,8	2100	15	24,5	3,99	11200	15,2
Gloire (Marine Française).											
2 Décembre 1902.....	2000	1902	30	41,9	24,1	1984	17,5	23,5	3,60	8280	14,63
Amiral-Aube (Marine Française).											
2 Février 1903.....	2000	1902	30	40,7	25,4	2340	51	24,3	2,77	10575	16,7
Jules-Ferry (Marine Française).											
17 Août 1903.....	1500	1903	30	40,7	25,2	1675	22	24,5	1,645	8779	12,7
Jules-Ferry (Marine Française).											
17 Août 1903.....	1500	1903	30	40,4	29,3	1720	22,5	29	1,55	8203	9,3
Type *Souvoroff* (Marine Russe).											
26 Septembre 1903.....	3000	1903	40	41,5	26,1	3216	18	24,8	1,631	11663	30

Des relevés minutieux effectués à bord du *Sully*, en Extrême-Orient, ont prouvé qu'avec des températures atteignant 31° pour l'eau de mer et 36° pour

l'air extérieur, les aéroréfrigérants maintiennent les soutes de 32° à 34°.

Il résulte de ce qui précède que le rafraîchissement rationnel des soutes à munitions ou d'autres compartiments de navires peut être assuré très efficacement par l'air refroidi.

La température limite assignée pour ces locaux sera aisément respectée en utilisant directement l'eau de mer ou en recourant à des machines à froid, suivant la valeur fixée pour cette limite de température.

SUR UN

DISPOSITIF AUTO-AMORTISSEUR DU ROULIS,

PAR M. V. CRÉMIEU.

On sait que l'angle de roulis que prend un navire sur houle, synchrone ou non synchrone, est en raison inverse du coefficient N de décroissement des roulis artificiels en eau calme.

Pour diminuer cet angle, il est donc naturel d'augmenter N. D'ailleurs, on sait qu'on a

$$N = B\frac{M_1}{\Sigma mr^2},$$

B étant un coefficient constant, M_1 le moment des résistances passives de la carène, et Σmr^2 le moment d'inertie du navire. Pour augmenter N il faut, par suite, augmenter M_1.

Pour les navires courants, N varie entre 0,008 et 0,02.

Les *quilles latérales,* efficaces seulement pour les roulis de grande amplitude, permettent, pour ceux-ci, d'élever N jusqu'à 0,04 ou 0,05. Leur effet est limité parce que, si elles augmentent M_1, elles agissent de même sur le moment d'inertie fictif du navire; elles ont donc deux effets qui s'entre-détruisent partiellement.

Le *lest liquide,* peu employé, permet d'élever la valeur de N jusqu'à 0,05 ou 0,06 pour les faibles amplitudes de roulis; il agit en obligeant le navire à communiquer à une masse liquide intérieure des mouvements qui mettent en jeu la viscosité de cette masse. Il en résulte la dissipation, sous forme de chaleur, d'une portion de l'énergie cinétique oscillatoire du navire.

Pour des amplitudes un peu fortes (supérieures à 5° ou 6°), les variations de stabilité, dues à la fois aux déplacements du lest liquide et à la force vive propre qu'il acquiert, viennent contrebalancer l'effet de la viscosité; ces variations peuvent même arriver à compromettre la stabilité totale du navire.

On a enfin préconisé récemment le *gyroscope* pour diminuer le roulis; cet

appareil n'agit pas sur la valeur de N. Il ajoute, au couple de stabilité propre du navire, un couple de stabilité dynamique dont l'énergie est empruntée à une source extérieure. Ce couple supplémentaire est proportionnel à l'accélération angulaire du roulis, c'est-à-dire en raison inverse de la période propre du navire. Il en résulte que le gyroscope, déjà très encombrant et très lourd pour un petit navire, de période réduite à 4 secondes, deviendrait difficilement applicable pour de gros navires à longue période.

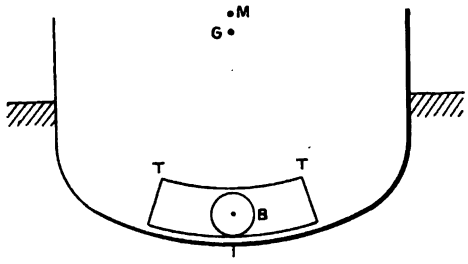
Le dispositif nouveau, que j'ai l'honneur de présenter au Congrès, agit sur la valeur de N, qu'il permet d'élever jusqu'à l'unité. Comme le lest liquide, il ajoute aux résistances passives de la carène une résistance intérieure au navire, qui transforme à chaque instant en chaleur telle portion que l'on veut de la force vive oscillatoire du navire.

Ce résultat est obtenu, d'ailleurs, sans rien changer à la stabilité statique du navire, dont la stabilité dynamique est seule augmentée.

Description du dispositif. — Soit un navire de métacentre M (*fig.* 1), de centre de gravité G, de déplacement P. Soit $(\rho - a)$ la valeur moyenne de sa hauteur métacentrique.

Au fond de la cale on dispose, entre les couples et parallèlement à leur

Fig. 1.



plan, un tube TT, à section circulaire, courbe suivant une section de tore dont le rayon extérieur est égal à la distance l entre le centre de gravité G et le fond de la cale.

Une sphère B, de poids π, de diamètre légèrement inférieur à celui du tube, est placée dans ce tube. On sait que cette sphère, écartée de la position d'équilibre qu'elle prend au point le plus bas du tube, roule pendulairement dans ce tube; ses mouvements, de période t, sont très sensiblement identiques à ceux d'un pendule de longueur l, qui porterait à son extrémité un poids égal à celui de la sphère, et oscillant autour d'un axe passant par le centre de gravité G.

Le couple directeur de la sphère est égal à $l\pi$.

Le tube TT peut d'ailleurs être fermé hermétiquement; on le remplit d'un liquide visqueux, de viscosité μ. Si l'on écarte alors la sphère B de sa position d'équilibre, elle oscillera avec une *pseudo-période* t_p plus longue que t,

et il est facile de donner à t_p n'importe quelle valeur entre t et $+\infty$, en faisant varier μ ou les intervalles I laissés libres entre B et les parois du tube.

Fonctionnement du dispositif. — Lorsque le navire roule, il entraîne avec lui le tube et le liquide visqueux qui y est contenu; ce liquide tend à entraîner avec lui la sphère B; il presse sur elle; d'autre part, la pesanteur agit en sens inverse et tend, avec le couple πl, à maintenir B constamment dans la direction de la verticale du métacentre. Il en résulte un excès de pression sur une des deux portions en lesquelles la sphère B divise le liquide visqueux. Sous l'action de cette pression E, le liquide visqueux circule dans les intervalles I, et, d'autre part, la sphère, partiellement entraînée, s'écarte de la verticale d'un angle α.

Le volume V de liquide qui circule est proportionnel à l'excès de pression E, à la dimension des intervalles I et en raison inverse de μ.

A l'intérieur du tube TT, le travail que le navire est obligé de fournir, pour un angle d'écart α_0, est donc représenté par deux termes :

1° Un travail mécanique proportionnel à $\alpha < \alpha_0$ et qui correspond à l'entraînement partiel de la sphère;

2° Une circulation de liquide visqueux, qui constitue une véritable *déformation,* avec transformation de travail en chaleur; ce terme est proportionnel au volume V et, par conséquent, à $(\alpha_0 - \alpha)$.

On peut évidemment négliger un troisième terme qui correspondrait aux travaux d'inertie, les vitesses de la sphère ou du liquide visqueux étant toujours très faibles.

Or on conçoit que, en faisant varier μ et les intervalles I, on diminuera de plus en plus l'écart α pris par la sphère. Pour une valeur limite convenable, cet angle deviendra assez petit pour être négligeable; la sphère demeurera alors pratiquement toujours dans la verticale du métacentre. Le volume du liquide visqueux qui circulera sera maximum et tout le travail emprunté par le système tube-sphère à la force vive du roulis sera transformé en chaleur. Ce travail est proportionnel au couple πl. Soit M_1 le moment de la résistance passive de la carène; si l'on avait réalisé la condition

$$M_1 + \pi l = P(\rho - a) \tag{1}$$

toute l'énergie mécanique oscillatoire du navire serait, à chaque instant, transformée en chaleur, et le navire serait *apériodique;* le temps qu'il lui faudrait pour revenir à sa position d'équilibre serait théoriquement infini, et pratiquement très long. Sur houle, un tel navire courrait les plus grands dangers; il serait en quelque sorte synchrone à toutes les houles.

Il ne faut donc pas pousser l'amortissement aussi loin qu'on le ferait en réalisant la condition (1).

Il faut que le navire, écarté de sa position d'équilibre en eau calme, y

revienne après deux ou trois oscillations; sa pseudo-période diffère alors assez peu de sa période normale.

Le calcul de la valeur à donner, dans ce cas, au produit πl, est inabordable, parce qu'on ignore complètement quelle forme exacte il faudrait donner aux termes représentant, dans les équations, la résistance passive de la carène et celle du système tube-sphère. Mais les essais, faits sur les modèles, ont montré qu'il suffit de prendre

$$\frac{4}{10} < \frac{\pi l}{P(\rho - a)} < \frac{5}{10}.$$

Dans ces conditions, le coefficient N prend des valeurs qui sont de l'ordre de 0,3 à 0,4, c'est-à-dire 15 à 50 fois plus grandes que pour un navire non amorti.

Un roulis sur houle synchrone serait, par suite, diminué dans le rapport de 1 à $\sqrt{\frac{1}{15}}$ ou $\sqrt{\frac{1}{50}}$; et un roulis sur houle non synchrone dans une proportion analogue.

Seconde forme du dispositif. — On peut donner au dispositif une forme différente, qui a même été la forme originale sous laquelle il a d'abord été conçu.

Au niveau du centre de gravité, on fixe un axe GG (*fig.* 2 et 3), portant

Fig. 2.

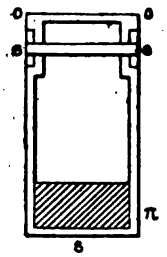
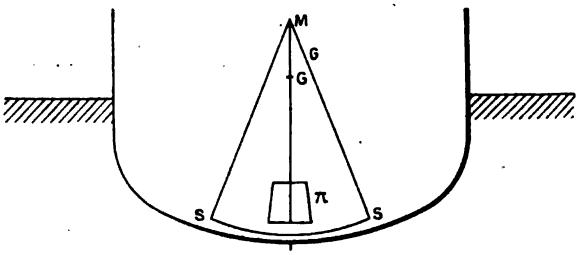


Fig. 3.



une lame de longueur l. A l'extrémité de cette lame, on fixe un poids π; on a ainsi un pendule de moment πl, comme la sphère B du dispositif précédent. Le tout est enfermé dans un compartiment étanche OSS, ayant, suivant le plan des couples du navire, la forme d'un secteur circulaire, d'angle égal à l'angle moyen prévu pour le roulis du navire considéré.

Suivant le plan longitudinal du navire, le compartiment a une section rectangulaire supérieure en tous sens d'une même longueur e aux dimensions correspondantes de la lame.

Le fonctionnement est identique à celui de la sphère; mais le dispositif est plus encombrant; de plus, pour les tangages violents, la lame pendulaire

pourrait être faussée; enfin le refroidissement, dont nous parlerons plus tard, se ferait beaucoup moins bien.

Stabilité statique du navire amorti. — Les dispositifs auto-amortisseurs donnent en tous cas un moyen très simple de faire varier les *qualités nautiques* des navires, c'est-à-dire la somme de leurs stabilités statique et dynamique.

En particulier, suivant le point qui sera choisi comme centre d'oscillation des sphères ou du pendule, on aura une stabilité statique différente.

Si ce point est le métacentre, le moment des poids π est constamment nul par rapport à ce point dans les mouvements de roulis, en sorte que l'expression de la stabilité statique sera, dans ce cas,

$$(2) \qquad (P - \pi)(\rho - a).$$

Si l'on prend comme centre un point situé à $\pm b$ au-dessus ou au-dessous du point M, l'expression (2) devient

$$(3) \qquad (P - \pi)(\rho - a) \pm b\pi.$$

On voit par suite que, si le point d'oscillation coïncide avec G,

$$b = \rho - a$$

et l'on aura, pour la stabilité statique, la valeur ordinaire

$$P \times (\rho - a).$$

Échauffement du dispositif. — Le dispositif repose sur une transformation de travail en chaleur, accomplie au sein du liquide visqueux. Ce liquide va donc s'échauffer. D'autre part, contenu dans des tubes métalliques qui reposent eux-mêmes au fond de la cale, en contact avec l'eau de la mer, le liquide se refroidira.

Pour nous rendre compte de la quantité de chaleur fournie par minute, prenons un exemple simple :

Soit un navire amorti, de pseudo-période égale à 20 secondes, roulant de 4° de chaque côté de la verticale; supposons que la distance entre le centre de gravité, pris pour centre d'oscillation, et le milieu du tube soit égale à 10^m, et le diamètre de la section du tube TT égal à 1^m; enfin, supposons le tube construit pour un angle maximum de roulis de 20° (16° de part et d'autre de la verticale).

Dans ces conditions, le travail mécanique sur la sphère, supposée en plomb, de poids $\pi = 1100^{kg}$, pour un angle de 8° sera

$$2[\pi \times l(1 - \cos 4°)] = 2 \times 1100 \times 10 \times 0{,}003 = 66 \text{ kilogrammètres.}$$

Ce travail est transformé en chaleur en 10 secondes, ce qui fait, par seconde, $6^{kgm},6$, ou $0^{Cal},015$.

Or ces calories sont dégagées dans le liquide du tube qui occupe, dans notre exemple, un volume voisin de 3^{cm^3}.

Si l'on suppose que le liquide soit un mélange d'eau et de glycérine, de chaleur spécifique voisine de celle de l'eau, on voit que l'élévation de température par seconde sera de l'ordre de

$$\frac{0,015}{3000} = 0,000\,005 \text{ degré centigrade.}$$

Il est donc bien certain que, quelle que soit la conductibilité du tube et des parties du navire sur lesquelles il repose, le refroidissement sera toujours suffisant.

Expériences faites. — Des expériences ont d'abord été faites sur des flotteurs cylindriques, puis sur différents modèles, grâce à l'obligeance de M. le professeur Biles.

Le modèle que j'ai l'honneur de présenter au Congrès est la réduction exacte au $\frac{1}{49}$ d'un paquebot anglais, très mauvais rouleur et très difficile à amortir par l'auto-amortisseur, à cause de la très faible valeur qu'il présente pour le rapport

$$\frac{l}{r-a}.$$

Les constantes sont les suivantes :

Période.....	2 secondes
P.....	18 kilogrammes
$\rho - a$.....	8^{mm}
l.....	93^{mm} (du métacentre au fond de la cale)
Longueur.....	$1^m,60$
Largeur.....	$0^m,19$
Tirant d'eau.....	$0^m,10$

On peut y placer, d'une part, un pendule amortisseur ayant un couple égal à

$$\frac{P \times (\rho - a)}{10};$$

d'autre part, on peut y remplacer successivement 12 lests en plomb par 12 amortisseurs en forme de tore, formés chacun d'un secteur de 45° de tube de cuivre rouge de 30^{mm} de diamètre intérieur, contenant une sphère de cuivre creux, remplie de plomb, de 28^{mm} de diamètre, et pesant 100^g. Pour chacun de ces tubes, le couple est sensiblement égal à

$$\frac{P \times (\rho - a)}{18}.$$

On voit que la valeur de N, égale à 0,02 sans amortisseur, prend toutes les valeurs jusqu'à l'unité à mesure qu'on ajoute les amortisseurs successifs.

En terminant, nous pouvons dire que nous avons l'espoir prochain de voir faire des expériences en grand, qui pourront seules montrer si le système est vraiment applicable.

MÉMOIRE

SUR LA

COMPENSATION DES COMPAS DE MER

ET LES

INDUCTIONS TENACES,

PAR M. DEVAUREIX,

Ex-Commandant des paquebots-poste des Messageries maritimes,
Président de la Société mutuelle de bienfaisance des Capitaines au long cours.

On ne saurait trop appeler l'attention sur le danger auquel est exposé le navire dont le compas étalon est placé dans de mauvaises conditions. La force directrice des compas doit être recherchée et, si elle n'est pas suffisante, on devra placer un autre compas ailleurs, pour servir aux comparaisons.

En 1878, sir William Thomson, après trois années de recherches et d'expériences sur son yacht *Lalla-Rook*, a imaginé la rose et le compas réalisant les conditions multiples, parfois contradictoires, imposées par la théorie de Poisson, mises en relief par Archibald Smith et Evans. Il a fait faire à la navigation un immense progrès. Une des particularités de l'habitacle consiste dans les logements pour recevoir les aimants. Tout près de leur entrée sont les chiffres d'une échelle graduée de telle façon que l'action d'un même aimant, suivant sa position dans l'habitacle, varie comme le rapport des nombres en face desquels il se trouve.

Tous les auteurs s'accordent à dire que la compensation est définitive et complète, et que, quand on aura opposé, à chacune des forces déviatrices, des forces de même nature, de même intensité et de signe contraire, l'équilibre ne pourra plus être troublé que par une nouvelle disposition des fers influençant le compas.

C'est du moins conforme à la théorie supposant une distinction tranchée entre les fers du navire, en fers durs et en fers doux.

L'expérience, en désaccord avec la théorie, prouve qu'il n'en est pas ainsi : il faut compter avec le fer à l'état mixte, ni complètement dur, ni complètement doux.

Sous l'influence persistante des vibrations causées par la machine en marche, des chocs de la lame pendant une route suffisamment longue, ce fer acquerra un magnétisme sous-permanent. Les treuils employés à la manipulation des marchandises, s'ils marchent pendant longtemps, produisent le même effet.

Les violentes secousses occasionnées par certaines avaries de la machine en marche, les abordages, peuvent déterminer une aimantation instantanée. Le sens en est connu, l'extrémité ou le côté opposé au Nord magnétique, souvent les deux, suivant le cap du navire, prennent une polarité bleue qu'ils conservent tant que le navire n'a pas éprouvé de vibrations en sens inverse. Il faut toutefois remarquer que, toutes choses égales d'ailleurs, c'est dans les hautes latitudes magnétiques que les aimantations temporaires ont le plus de durée et se produisent le plus régulièrement.

Tout le monde est d'accord pour reconnaître ces faits, toutefois les auteurs répètent, après le *Manuel de l'Amirauté anglaise,* que pendant les longues routes Est-Ouest, deux pôles tendent à se produire dans les murailles tribord et bâbord. Leur action sera d'autant plus intense et persistante que la route vers l'Est ou l'Ouest aura été plus longtemps maintenue. La déviation produite atteindra son maximum par un changement de route de huit quarts, puisque les pôles développés dans les murailles agissent perpendiculairement à l'aiguille. Les auteurs ajoutent que les routes vers le Nord ou le Sud ne présentent pas en général cet inconvénient à cause de l'éloignement du compas des extrémités du navire : M. Collet engageait les navires à faire des recherches au sujet de ces aimantations temporaires, si dangereuses pour la sécurité de la navigation puisqu'elles causent d'énormes perturbations dans la compensation, fût-elle parfaite au point de départ. Il attribuait à cette étude une importance capitale.

Nous avons résolument entrepris cette tâche ardue; nous avions à notre disposition un excellent compas Thomson avec tous ses accessoires, et, pendant les quatre années que nous avons commandé le *Médoc,* nous n'avons pas cessé nos études. Le succès a couronné notre œuvre.

Nous pensions qu'une question aussi complexe que celle du magnétisme à bord des navires en fer ou en acier ne saurait se résoudre par de simples considérations théoriques.

Une longue suite d'observations groupées avec le plus grand soin peut seule faire espérer des résultats inattaquables.

Nous avons réuni toutes les observations recueillies pendant quatre ans sur le *Médoc,* de 1888 à 1893, dans nos voyages de Bordeaux à La Plata avec escales en Espagne et en Portugal. Nous avons, l'année dernière, compulsé les journaux de bord et les carnets de passerelle de 120 voyages effectués par

24 paquebots pris au hasard. Nous avons acquis la preuve que les extrémités aussi bien que les côtés opposés au Nord magnétique sont aptes à prendre la polarité bleue dans des conditions déterminées et à la conserver plus ou moins longtemps.

Certains auteurs affirment, bien à tort, que deux tours d'horizon faits en sens inverse et en marche, avant de commencer la compensation du compas, suffisent pour débarrasser le navire de toute induction tenace.

Voici deux exemples qui bouleversent les présomptions les plus accréditées au sujet de ces inductions. Les bateaux d'Australie que nous connaissons conservent jusque vers Fremantle à leur retour de Nouméa, malgré les escales d'Adélaïde, Melbourne, Sydney et Nouméa, une partie de l'aimantation acquise dans le côté tribord en venant de Colombo et sur la côte sud d'Australie. Un autre bâtiment, après avoir débarqué à Haïphong un chargement de plus de 3000t (son avant étant orienté vers l'Est), avait acquis dans le côté tribord une polarité bleue occasionnant au départ une déviation de 8° Nord-Ouest, le cap au Sud.

Bien que ce navire, allant à Singapore après avoir fait escale à Saïgon, ait eu le côté tribord exposé au Nord magnétique, son compas accusait encore 5° de déviation Nord-Ouest, le cap au Sud, en quittant Saïgon, et 2° Nord-Ouest, au même cap, vers Singapore.

Nous avons remarqué qu'à bord du *Médoc* les côtés s'aimantaient avant les extrémités pendant les routes vers le Sud-Ouest magnétique à l'aller et vers le Nord-Est en retour.

Ceci nous a fait penser que le navire ne s'aimantait pas dans le plan du méridien magnétique, que les fers en travers (barrots) et en long s'aimantaient séparément. L'action magnétique du navire ressemble à celle d'un aimant permanent.

En 1835, à bord du *Garry-Owen*, le commandant Johnston a remarqué le premier qu'en plaçant à terre un compas ou une aiguille d'inclinaison, et en en amenant successivement l'avant et l'arrière près de cette aiguille, celui des deux pôles que l'arrière attirait était repoussé par l'avant.

Nos navires de commerce actuels, reliés par trois ou quatre ponts en fer, ne peuvent-ils pas être considérés comme d'immenses fuseaux s'aimantant passagèrement dans le sens de la longuenr, sous l'influence des vibrations, qui, à l'encontre de ce qu'elles sont sur les cuirassés, sont considérables.

Les cuirassés sont beaucoup plus rigides et les inductions tenaces y sont rares.

Les pôles déterminés par ce genre d'inductions augmentent ou diminuent l'intensité des pôles du magnétisme permanent, selon que les couleurs sont mariées ou contrariées jusqu'à ce qu'ils disparaissent. On le constatera en observant la déviation à deux caps cardinaux magnétiques adjacents.

Nous conseillons aux capitaines de ne jamais toucher à la compensation initiale lorsqu'ils veulent corriger les déviations produites par les

COMPAS DE ROUTE A INDICATIONS LUMINEUSES

SYSTÈME GASTON GAILLARD,

Breveté en France et à l'Étranger.

Le dispositif optique que nous avons donné pour les appareils de mesure et appareils enregistreurs peut également, avec les modifications particulières que nous avons du reste indiquées dans le même brevet, être avantageusement utilisé pour les compas de navigation. Depuis longtemps, on a cherché à réaliser d'une façon rigoureuse l'éclairage des compas, sans pouvoir y parvenir jusqu'ici d'une façon satisfaisante.

Comme le disait en effet un de ceux qui m'ont précédé dans ces recherches sur l'éclairage des compas : « On ne peut nier que les systèmes d'éclairage actuels des compas ne laissent pas que de rendre pénible, sinon fort difficile le maintien exact d'une route pendant la nuit » (1).

Or, écrit avec raison le même auteur, « les imperfections du mode actuel de gouvernement des navires pendant la nuit pouvaient passer inaperçues, négligées même, il y a quelques années encore, lorsque les navires munis de compas non compensés ne possédaient que des vitesses restreintes. Il était alors évidemment inutile de rechercher dans la tenue de la route une exactitude certainement incompatible avec les instruments en usage.

« Aujourd'hui, au contraire, le problème du maintien exact de la route au compas se pose avec une véritable nécessité, d'autant plus urgente que les compas sont devenus eux-mêmes plus parfaits et que les vitesses de route sont plus considérables. »

Pour cela, il s'agit moins de faire un éclairage complet au sens ordinaire du mot, ce qui n'est pas sans présenter de sérieux inconvénients comme nous le verrons plus loin en certains cas, que de réaliser un système lumineux permettant, le compas restant obscur, de lire la nuit dans toutes les circonstances les indications nécessaires à la route et aux observations.

Dans le dispositif que nous utilisons, la lumière d'une source (I) placée sur le bord de la cuve et solidaire de celle-ci est envoyée dans un tube (II)

(1) J. LEPHAY, *Indication et contrôle de la route au compas par repères lumineux* (*Annales hydrographiques*, 2e série, t. II, 1892, p. 272).

se déplaçant sur la glace supérieure et centrée sur elle de manière à pouvoir être tournée à volonté. La source lumineuse peut également être placée directement dans le bouton central (en 3). Les rayons lumineux sont ramenés suivant l'axe de rotation de l'appareil par un prisme à réflexion totale (3); à la suite vient un objectif (17) destiné à fournir l'image d'un diaphragme ou au besoin tout un système de lentilles pour l'utilisation complète du faisceau.

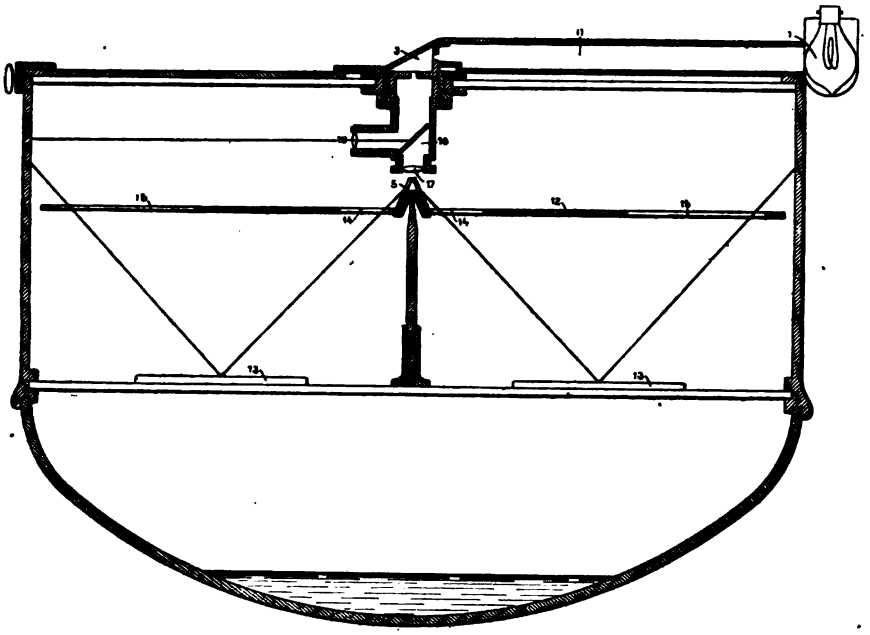
Deux miroirs convenablement inclinés (5) sont portés par la chape de la rose. Une glace en couronne (13) placée dans le fond de la cuve reçoit les rayons déviés par les miroirs, au travers de deux ouvertures (14) pratiquées

Fig. 1.

dans la rose près de la chape et renvoie ses rayons à travers deux autres fentes périphériques (15) faites selon le même diamètre Nord-Sud et présentant un fil opaque en leur axe. Avant l'objectif placé à l'extrémité du tube vertical porté par la glace supérieure, se trouve une glace à 45° (16) montée indépendamment et pouvant être commandée par un index extérieur (18); un autre objectif (19), porté par un second tube à angle droit avec le premier, utilise ce faisceau. Enfin, dans l'axe de la ligne de foi et dans l'épaisseur de la cuve, se trouve un miroir convenablement incliné et que l'on peut escamoter à volonté.

Avec ce système optique on obtient ainsi deux images constituées par un trait noir au milieu d'une plage lumineuse et se projetant selon le diamètre Nord-Sud sur la paroi verticale de la cuve. Un index obscur que l'on peut manœuvrer extérieurement permet de repérer la position de ces images sur la graduation faite sur les bords de la cuve. Le second index également mobile, mais lumineux, permet d'éclairer telle graduation que l'on désire, ou, en le dirigeant sur le miroir placé dans l'axe de la ligne de foi, de rabattre ainsi en la projetant la ligne de foi sur la rose elle-même. On voit alors les graduations de la rose défiler en quelque sorte au milieu d'une plage lumineuse traversée par une raie obscure : la ligne de foi.

Fig. 2.



Dans ces conditions le maintien de la route se ramène soit au maintien de deux images lumineuses en concordance, soit à la coïncidence du trait noir au milieu de la tache lumineuse de l'image Nord ou Sud avec le trait d'une graduation ou un index. En effet, pour un angle donné, l'image fournie par un premier système reste fixe et l'on voit celle donnée par le second se déplacer dans le sens de tous les mouvements de la rose. On peut en effet soit se servir de l'index obscur vertical sur le bord de la cuve et alors, si on le déplace de l'angle que doit faire le Nord avec la ligne de foi pour une route donnée, l'image lumineuse solidaire de la rose étant assez large vient éclairer en même temps cet index pour toutes les positions voisines et l'on peut ainsi s'assurer doublement de la route en vérifiant la graduation à amener en face de la ligne de foi et en observant la coïncidence du trait noir au milieu de

l'image lumineuse avec celle de l'index noir; ou bien on peut utiliser la graduation intérieure sur le bord de la cuve et dans ce cas il n'y a plus pour gouverner qu'à amener le signe Nord ou Sud de l'angle voulu, la graduation s'éclairant à mesure qu'on la parcourt.

Dans tous les cas, on a constamment, le compas restant complètement éteint, la ligne de foi visible en même temps que la graduation qui se trouve en face, et la position angulaire des deux points Nord-Sud constamment indiquée.

Il en résulte que ce dispositif permet, par exemple, de se rendre compte d'une variation de la déclinaison du compas dans les mêmes conditions d'obscurité, et de tenir compte de la correction convenable à la fois par la division éclairée en face la ligne de foi et directement par la position du nord du compas. De même, dans un changement complet de route exigeant une modification complète de la position du navire, ce qui ne peut pas, par conséquent, être fait immédiatement, il peut être avantageusement employé; on réunit alors l'index lumineux à l'index obscur, on les entraîne ensemble pour les tourner de l'angle convenable, afin de préparer la route voulue. Il n'y aura plus pour gouverner, quand on commandera la route, qu'à amener le Nord en face cette image. Une fois la route prise, on pourra alors détourner l'index lumineux, l'index noir étant suffisamment rendu visible par la plage lumineuse qui éclaire la ligne du Nord.

Mais dans une embardée assez forte, peut-on objecter, la plage lumineuse du Nord pourra se déplacer d'un angle assez grand pour ne plus éclairer l'index. Dans ce cas, nous n'avons qu'à observer la ligne de foi que nous avons pu laisser éclairée en même temps, jusqu'à ce que nous ayons repris sensiblement la route.

Au reste, ce dispositif est surtout intéressant pour les postes de commandement ou pour la prise des observations de nuit, et non pour les postes de timonerie ordinaires des navires.

Ce dispositif ne modifie en rien ni la sensibilité du compas, ni sa stabilité, la masse très petite et la position rigoureusement centrale des miroirs faisant que l'inertie au départ est pratiquement négligeable; il est applicable aux compas secs comme aux compas liquides.

L'application de ce système optique aux compas de navigation présente les avantages suivants :

Il ne modifie aucunement la disposition habituelle de l'appareil;

Il ne change en rien l'usage du compas pendant le jour et n'exige aucune disposition spéciale pour la nuit;

Il n'empêche pas d'employer simultanément, si on le désire, l'éclairage ordinaire de la rose.

En permettant de tenir la rose complètement dans l'obscurité, il en résulte qu'aucune lumière ne vient ainsi gêner la vue portée au loin et que le regard jeté sur la rose, puis extérieurement au navire, garde toute sa netteté et

n'éprouve de ce fait aucun éblouissement. En outre, avec cet éclairage, les relèvements et les observations se prendront la nuit d'autant plus facilement qu'aucune lumière voisine ne vient troubler la vision.

Le rabattement de l'indication lumineuse des points Nord ou Sud sur la graduation de la cuve et de la ligne de foi sur la rose donne à la lecture toute la précision désirable, puisque les deux divisions se trouvent dans les deux cas ramenées dans un même plan.

L'image des lignes ainsi obtenues n'est pas influencée par les mouvements de tangage et de roulis du navire, ce qui n'avait point encore été réalisé dans toutes les systèmes préconisés jusqu'alors, et permet, dans toutes les conditions, de conserver à la lecture toute sa rigueur relative.

Pour les navires de guerre, il présente encore les avantages suivants :

Quand les navires naviguent feux éteints, il permet d'observer, pour ainsi dire, discrètement les indications du compas, sans se servir de l'éclairage de la rose qui projette toujours une lueur au plafond de la timonerie, et dont la réverbération reste encore visible d'assez loin. Son emploi se trouve ainsi tout indiqué dans les kiosques élevés.

Dans les mouvements d'escadre, il permet d'indiquer d'avance la route à faire au bout d'un temps donné et de prendre les dispositions nécessaires.

Malgré ces nombreux avantages, la manœuvre en reste simple et offre pratiquement les mêmes garanties de sécurité que les compas ordinaires.

PAPIN ET L'INVENTION DU BATEAU A VAPEUR,

PAR M. LE Dr E. GERLAND,
Professeur à l'École Royale des Mines de Clausthal.

Le 26 juin de cette année aura lieu à Bordeaux un Congrès international des constructeurs de navires, en même temps qu'une exposition des constructions navales. A cette occasion on y célébrera entre autres le deuxième centenaire de l'invention du bateau à vapeur par Denis Papin. C'est une opinion très répandue, qu'en 1707 Papin a navigué sur la Fulda de Cassel jusqu'à Münden en Hanovre sur un bateau à vapeur inventé et construit par lui; cependant il ne manque pas non plus de voix qui prétendent que le bateau en question n'était pas un bateau à vapeur, et qui refusent même à Papin toute part à cette importante découverte. Il est donc de l'intérêt du Congrès d'être renseigné exactement sur ce qu'il y a de vrai de part et d'autre. J'ai déjà publié en 1881 (1) tous les documents nécessaires et suffisants pour cela qui se trouvent dans la correspondance de Papin, et notamment dans les lettres qu'il a écrites à Leibniz; cette publication est tellement complète que depuis il n'y a plus rien eu à y ajouter. Dans ces conditions je réponds volontiers à l'invitation de la *Schiffbautechnische Gesellschaft,* qui m'a demandé de décrire en détail les efforts faits par Papin dans le but de construire un bateau à vapeur, en m'appuyant pour cela sur les documents qui existent.

Papin est né à Blois en 1647. Il étudia la Médecine à Angers et obtint le grade de docteur à la Faculté de cette ville. Il fut ensuite *ammanuensis*

(1) GERLAND, *Correspondance de Leibniz et de Huyghens avec Papin,* avec la biographie de Papin et quelques lettres et documents qui s'y rapportent. Berlin, 1881. Édité par l'Académie royale des Sciences. Voir aussi GERLAND, *Sur l'histoire de l'invention de la machine à vapeur* (*Journal de l'Association des Ingénieurs allemands,* vol. XX, 1876, p. 461).

auprès de Christian Huyghens, qui était venu résider à Paris en 1666 comme l'un des premiers membres de l'Académie des Sciences. Plus tard il fut occupé d'une façon analogue auprès de Robert Boyle à Londres. Après être resté quelque temps à Venise, il se rendit en 1688 à une invitation du landgrave Charles de Hesse-Cassel, qui lui offrait une chaire de professeur de Mécanique et de Mathématiques à son Université de Marbourg; en 1695 il vint se fixer complètement à Cassel pour y faire des essais avec et pour le landgrave, qui s'intéressait beaucoup à ses travaux. Les derniers travaux qu'il y entreprit avaient pour but la construction d'un bateau à vapeur. En 1707 il retourna à Londres, où il mourut probablement en 1712 dans des conditions de fortune peu brillantes.

Les travaux qu'il fit à Paris pour le compte de Huyghens furent des travaux préliminaires de l'invention de la machine à vapeur. Ils trouvèrent la solution de problèmes que Huyghens avait proposés à l'Académie que venait de fonder Louis XIV, que le ministre Colbert avait examinés et trouvés bons. A des expériences qui devaient être faites avec la machine pneumatique se rattachèrent d'autres expériences formulées comme suit (1) : « Examiner la force de la poudre à canon en l'enfermant en petite quantité dans une boiste de fer ou de cuivre fort espoisse » et « Examiner de mesme façon la force de l'eau raréfiée par le feu ». Le premier de ces problèmes conduisit aux expériences bien connues avec la machine à poudre (2), qui se rattachèrent à un appareil employé d'abord par Otto de Guericke (3). Papin les fit devant le ministre Colbert. Il s'occupa seulement du deuxième problème après avoir accepté sa charge de professeur à Marbourg. En remplaçant la poudre par de l'eau, comme Huyghens avait trouvé qu'il était intéressant d'en faire l'essai (4), et en modifiant la machine à poudre conformément à ce but, il trouva la première machine atmosphérique, dont la figure ci-jointe représente

---

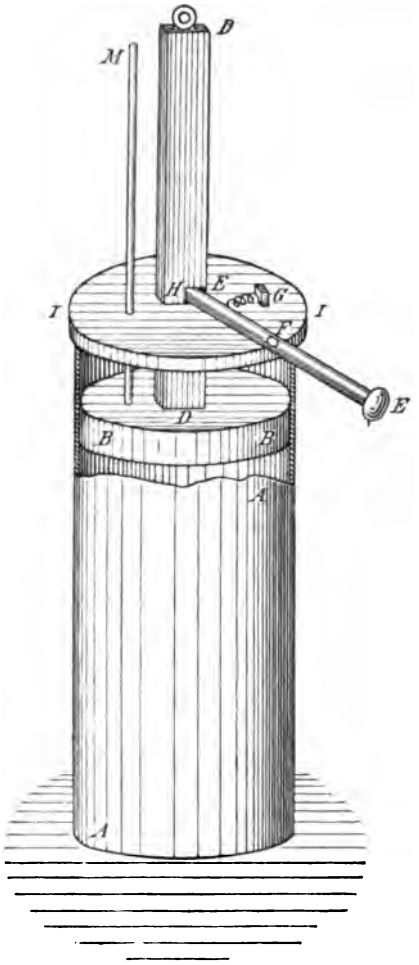
(1) Huyghens, *Œuvres complètes*, t. VI. La Haye, 1895. S. I.

(2) Représentée et décrite par Huyghens dans les *Nouvelles de la République des lettres*, 1688, p. 1000, et dans *Hugenii Opera varia*, vol. I, Lugduni Batavorum, 1724, p. 280, et un extrait dans Gerland et Traumüller, *Histoire de l'art des expériences de Physique*. Leipzig, 1899, p. 226. La machine perfectionnée par Papin est représentée et décrite dans les *Acta Eruditorum*, 1688, p. 497 et dans les *Nouvelles de la République des lettres*, 1688, p. 982, sous le titre *De novo pulveris pyrii usu* (*Nouvel usage de la poudre à canon*). En extrait dans Gerland et Traumüller, *loc. cit.*, p. 227.

(3) Ottonis de Guericke, *Experimenta nova* (*ut vorantur*) *Magdeburgica de vacuo spatio*. Amstelodami, 1672, p. 109 (*Iconismus*, XIV). V. Gerland et Traumuller, *loc. cit.*, p. 141.

(4) L'édition des œuvres complètes de Huyghens a démontré que la proposition de remplacer la poudre par de l'eau dans la machine à poudre est de Huyghens, et non pas de Papin, comme on le croyait autrefois. C'est le seul point sur lequel ont besoin d'être rectifiées les idées que j'ai émises dans ma *Correspondance de Leibniz et de Huyghens avec Papin*, 1881, sur l'histoire de l'invention de la machine à vapeur.

une vue d'après une Communication originale de Papin dans les *Actis Eruditorum,* auxquels est empruntée également la description suivante (1).



AA est un cylindre en fer fermé en bas, BB un piston avec garniture fermant ce cylindre hermétiquement, DD la tige du piston, de section quadrangulaire, portant à la partie supérieure un anneau pour fixer un cordage, mais pouvant être également munie de dents engrenant avec un pignon fixé sur l'arbre. Cette tige traverse le couvercle du cylindre JJ avec un certain jeu. Le piston est percé en M pour recevoir la tige en fer MM, qui est guidée dans cette ouverture du couvercle. Elle est nécessaire pour laisser échapper l'air

(1) Papin, *Nova methodus ad vires motrices validissimas levi pretio comparandas* (*Acta Eruditorum,* 1690, p. 410).

qui reste sous le piston lorsqu'on verse de l'eau au fond du cylindre et qu'on place ensuite le piston. Le couvercle porte en outre une tige EE, qui tourne autour de la broche F et qui est munie d'une poignée. Cette tige est pressée dans l'échancrure H de la tige du piston par le ressort à boudin appuyé au palier de butée G. Cette tige s'engage dans l'échancrure dès que le piston, poussé par la force de la vapeur, atteint la limite de son mouvement, mais on peut la dégager facilement par un petit coup sur la poignée en EE. Pour obtenir un mouvement continu de l'arbre, il suffit donc qu'il y ait plusieurs cylindres en marche, mis alternativement sur le pignon et sur le feu. Pour les réchauffer suffisamment, Papin a fait connaître des types de foyers sur lesquels sont encore basés les foyers actuellement employés, et il a fourni à ces foyers le tirage nécessaire au moyen d'un ventilateur centrifuge de son invention. En 1704 il a construit la première machine à vapeur à forte pression capable de donner des résultats pratiques. Il inventa cette machine lui-même avant Savery (1), mais il n'avait pas l'intention de l'employer pour faire marcher un bateau à vapeur.

Par contre c'est bien ce qu'il avait l'intention de faire avec la machine représentée par la gravure. En décrivant cette machine (2), il s'exprime ainsi : « Cela nous conduirait trop loin de rechercher ici comment cette force peut être employée pour lancer des boulets en fer à de grandes distances, pour faire marcher des vaisseaux contre le vent, et à beaucoup d'autres usages de même nature. » Puis, parlant plus particulièrement de la navigation à vapeur, il continue : « Mais comme il ne serait pas très commode de faire marcher les rames ordinaires au moyen de ces cylindres, il faudrait employer des roues à rames, comme je me rappelle en avoir vu sur la machine construite à Londres sur l'ordre du prince Rupert de Palatinat. Cette machine était mise en mouvement par des chevaux au moyen de roues semblables, et elle laissait loin derrière elle la gondole royale, qui était poussée par seize rameurs; on pourrait sans aucun doute faire marcher commodément par nos cylindres les rames

---

(1) Lettre de Papin à Leibniz du 15 janvier 1905. V. GERLAND, *Correspondance de Leibniz et de Huyghens avec Papin*, p. 339.

(2) *Acta Eruditorum*, 1688. V. Quomodo jam vis illa ad extrahendam ex fodinis aquam aut mineram, ferreos globos ad maximam distantiam projiciendos navei adverso vento provehendas, atque ad alios ejusmodi usus quam plurimos applicari queat, longum nimis foret hic recensere... Quoniam autem remi vulgares minus commode ab ejusmodi tubes moveri possent, ad hibendi forent remi rotabiles, quales memini me vidisse in machina, Serenissimi Principis Ruperti Palatini jussu, Londini constructa, quæ ab equis remorum ejusmodi ope in motum agebatur, quæque cymbam regiam sedecim remigibus instructam longo post se intervallo relinquebat : sic procul dubio, remi axi alicui infixi commodissime circumagi possent a tubis nostris, si nimirum manubria pistillorum dentibus instruerentur, qui rotulas itidem dentatas axi remorum affixas necessarie circumverterent : necesse foret duntaxat, ut tres vel quatuor tubi eidem axi applicarentur, quo posset ipsius motus sine interruptione continuari : dum enim pistillum aliquod ad fundum tubi sui pertingeret, adeo ut non posset amplius axem circumagere antequam ad tubi summitatem vi vaporum iterum propelleretur.

fixées sur un arbre, du moins si les tiges des pistons étaient *munies* de dents entraînant les pignons montés sur l'arbre des roues; il est vrai qu'il faudrait alors mettre trois ou quatre cylindres sur le même arbre, afin que le mouvement ne soit pas interrompu, car, lorsqu'un piston serait en bas de son cylindre, il ne pourrait pas continuer à faire tourner son arbre tant que la force de la vapeur ne l'aurait pas ramené à la partie supérieure du cylindre. » Il est vrai que la construction de pareils cylindres aurait rencontré des difficultés considérables.

C'est la première fois que Papin parle de son intention d'employer la machine à vapeur à la propulsion des bateaux. Mais, pour le moment, le plan soigneusement étudié ne fut pas encore mis à exécution. D'autres travaux en furent la cause notamment ceux qui conduisirent à la construction de la machine à haute pression. C'est seulement dans une lettre à Leibniz, datée du 13 mars 1704, que Papin reparle du bateau à vapeur : « I'ay pourtant entrepris de faire », écrit-il (1), « un batteau qui peut porter environ quatre mille livres, et je prétens que deux hommes pourraient le faire monter facilement et vite contre le courant de la rivière, par le moyen d'une roue que j'y ay ajustée pour servir des rames. » Puis, plus loin : « Je n'ay point préparé celuy-ci pour y emploier la force du feu parce que ce n'est pas à moy d'entreprendre trop de choses à la fois. » Le 7 juillet 1707, il écrit de nouveau à Leibniz (2) : « Et on verra d'abord que sur ce modèle (il entend par là son bateau), il sera facile d'en faire autres où la machine à feu s'appliquera fort commodément. » Il écrit de même le 15 septembre, neuf jours avant son départ définitif pour Londres (3) : « A présent, monsieur, je vous diray que l'expérience de mon batteau a été faitte et qu'elle a réussi de la manière que je l'espérois; la force du courant de la rivière était si peu de chose en comparaison de la force de mes rames qu'on avoit de la peine à reconnoître qu'il allât plus vite en descendant qu'en montant. Monseigneur (le landgrave) eut la bonté de me témoigner de la satisfaction d'avoir vu un si bon effect et je suis persuadé que si Dieu me fait la grâce d'arriver heureusement à Londres et d'y faire des vaisseaux de cette nouvelle construction qui ayent assez de profondeur pour appliquer la machine à feu à donner le mouvement aux rames, je suis persuadé, dî-je, que nous pourrons produire des effets qui paroîtront incroiables à ceux qui ne les auront pas vûs. » Leibniz, qui suivait avec le plus grand intérêt les travaux de Papin, mit à exécution, dès qu'il reçut cette lettre, le projet qu'il avait formé depuis longtemps d'assister lui-même aux essais. Il partit pour Cassel, d'où il adressa le 23 septembre au secrétaire de la Société Royale de Londres, le Dr Sloane, une lettre de recommandation pour Papin. Cette lettre contient

(1) GERLAND, *Correspondance de Leibniz et de Huyghens avec Papin*, p. 286.
(2) Même endroit, p. 379.
(3) Même endroit, p. 383.

le passage suivant (1), que je traduis du latin : « Il (Papin) vous amène un nouveau bateau, ou plutôt il en est amené. J'y suis Argonaute, pour le voir descendre le fleuve au moyen des nouvelles rames, qui sont des ailettes tournantes. » Leibniz ne vit à cette époque qu'un bateau muni de roues à palettes, mais non un bateau à vapeur. La seule autre preuve de ce fait est contenue dans une rubrique qu'il présenta à la suite du refus opposé par le Conseil secret de l'Électeur de Hanovre à sa demande de laisser passer le bateau de Papin au dépôt de Münden en Hanovre. Il y est dit (2) : « Papin, bateau à roues », et il n'est pas question d'une machine à vapeur montée sur ce bateau.

Le conseiller de Francfort, Zacharias von Uffenbach, qui visita Cassel le 9 novembre 1709 et qui se fit raconter ce qui touchait Papin et son départ de Cassel par Pierre Wolfart, professeur de Physique au Collegium Carolinum de Cassel, et par le colonel von Haxhausen, ne parle pas non plus d'une machine à vapeur. Ses correspondants, qui connaissaient les essais de Papin sur la machine à vapeur, n'en disent pas autre chose (3), si ce n'est « qu'il (Papin) se faisait fort de s'embarquer sur un bateau sans rames, ayant seulement des roues, et sans voiles également, qui lui aurait bientôt coûté la vie sur la Fulda, pour ne pas parler de la mer, sur laquelle il voulait s'embarquer en Angleterre ». Ces mots ont été traduits comme suit par de la Saussaye et Péan, les biographes émérites de Papin (4) : « Il a prétendu naviguer... non seulement sur la Fulda, mais encore sur la haute mer, car il voulait se rendre aussi en Angleterre ». Nous ne voulons pas entrer en discussion avec les auteurs, dont l'un n'a pas reculé devant les frais ni les fatigues pour venir se renseigner exactement sur les lieux qui virent les travaux de Papin, quant à la manière dont ils ont rendu le sens de ces paroles écrites en vieil allemand, mais il est important que nous ayons une attestation non équivoque que ces mots « en Angleterre » ne doivent pas être compris ainsi « vers l'Angleterre ». Le témoignage que nous invoquerons pour cela est celui du préfet hanovrien de cette époque à Münden, von Zeuner; mais, pour rendre son témoignage compréhensible, nous devons rendre compte d'abord de ce qui est arrivé ensuite au bateau de Papin.

---

(1) Gerland, *Supplément à la Correspondance de Leibniz et de Huyghens avec Papin* (*Procès-verbal de séance* de l'Académie royale prussienne des Sciences à Berlin : Classe de Physique mathématique, t. XI, 4, 1882, p. 891) : Ad vos navem novam fert, vel ea potius fertur. Argonauta et in ea sum, ut rideam nono remigio alarum rotatilium per amnen hunc descentendem.

(2) Ruhlmann, *Journal des Architectes et des Ingénieurs de Hanovre,* t. I. Hanovre, 1851-1852, p. 7.

(3) Von Uffenbach, *Voyages extraordinaires à travers la basse Saxe, la Hollande et l'Angleterre,* t. I. Francfort et Leipzig, 1753, p. 12.

(4) L. de la Saussaye et A. Péan, *La vie et les ouvrages de Denis Papin,* Paris et Blois, 1869, p. 240.

A ce sujet nous sommes renseignés jusque dans les moindres détails, tant par la correspondance échangée entre Papin et Leibniz, que par les *Archives de la ville de Münden et de l'Office électoral de Münden,* qui ont été publiées par Einfeld (1). Papin avait en effet l'intention de se rendre en Angleterre avec son bateau, pour y faire en grand des essais dont le but était l'application de la machine à vapeur. Il ne pouvait le faire par eau qu'en passant avec son bateau à Münden. Or les bateliers de Münden avaient un ancien privilège qui interdisait aux bateaux étrangers de passer à Münden sans leur autorisation. Ce privilège leur avait été confirmé par le gouvernement de l'Électeur de Hanovre peu avant 1707. Comme les bateliers avaient dû payer pour cela 100 thalers impériaux, ils ne voulaient pas consentir à faire une exception. Papin le savait et avait prié Leibniz, comme nous l'avons vu, de demander pour lui cette autorisation. Mais la réponse à la demande de Leibniz avait été négative. Toutefois, en réponse à une nouvelle demande semblable, le préfet de Münden, von Zeuner, avait autorisé le passage. Un batelier de Münden, nommé Lodwig, s'offrit à prendre le bateau de Papin en remorque et de le conduire sûrement dans le Weser, l'autorisation lui en ayant déjà été donnée. On lit, à ce sujet, dans le compte rendu du préfet qui avait donné cette autorisation, compte rendu qui se trouve dans les archives de Münden (2) : « Un batelier de cette ville, nommé Lodwig, m'a fait savoir il y a environ trois ans qu'un certain Français de Cassel a inventé et construit une petite machine avec laquelle on pourrait faire marcher de grands bâteaux sans mâts ni voiles, avec de simples roues; puis il m'a demandé s'il pouvait la faire passer avec son bateau, ajoutant que c'était une chose de peu d'importance et un vrai jouet d'enfant; aussi je l'ai permis ». Le préfet ajoute qu'il a vu la machine à son arrivée à Münden et qu'il a trouvé « que c'était seulement un modèle pour la construction des vaisseaux, mais non un bateau même avec lequel on pût aller sans danger jusqu'à Gimbte (3), enfin que son projet était de construire un grand bateau semblable pour montrer par là son art et son invention à la reine des Anglais et se recommander ». Papin entreprit son voyage dans les conditions décrites par ce compte rendu, mais ses espérances furent déçues. Le bateau fut arrêté, des délégués des bateliers se réunirent avec les conseillers de la ville et, après avoir discuté ensemble, on décida ceci : « Que si l'Office de cette ville veut laisser passer le bateau en question, malgré les privilèges des bateliers, ce bateau pourrait être amené à terre (comme cela avait déjà été fait plusieurs fois), puis qu'on se plaindrait à l'Électeur des employés de cette ville qui, au lieu de protéger et de maintenir les privilèges des bateliers par ces temps

(1) Einfeld, *Journal de l'Association historique de la basse Saxe pour l'année* 1850, p. 295.

(2) Einfeld, *loc. cit.*, p. 298.

(3) Village sur le Weser, à une demi-heure en aval de Münden.

déjà si durs et si pauvres, cherchent au contraire à les supprimer. Les bateliers disent qu'ils ne veulent pas consentir à ce que le bateau passe Loch (1), mais, qu'à moins d'interdiction par l'Office de cette ville, le bateau serait tiré à terre ». Comme le bailli ne se fit pas voir, cela fut fait en effet, et le bateau aurait dû être vendu d'office, l'Électeur « ayant à recevoir sa part d'un quart ». Papin, qui se croyait dans son droit, s'y opposa-t-il? ou bien une discussion s'éleva-t-elle pour tout autre motif? les comptes rendus n'en disent rien. Toujours est-il que le bateau fut « détruit », ce qui réduisit à néant un grand espoir de Papin. Il se rendit alors à Londres par la voie de terre, tandis que le bailli von Zeuner crut bon de devoir écrire à Leibniz, qui se trouvait encore à Cassel, pour justifier sa manière d'agir (2) : « Je me donne l'honneur », écrit-il, « de vous advertir, monsieur, que ce pauvre homme de médécin, qui m'a montré votre lettre de recommandation pour Londres, a eu le malheur de perdre ici sa petite machine d'un vaisseau à roues, que vous avez veû. Les bateliers de cette ville-ci ayant eu l'insolence de l'arrêter et de le priver du fruit de ses peines, par les quelles il a pensé s'introduire auprez de la reine d'Angleterre ».

Il résulte de tous ces documents authentiques que le bateau de Papin avait une forme extraordinaire et qu'il était petit. Autrement on n'aurait guère pu le désigner par *machine* tout court. En outre, comme il avait avec lui une femme et des enfants — on lit dans les archives de Münden, que sa « femme et ses enfants... se sont également lamentés à ce sujet » — et qu'il emmenait quelques caisses d'ustensiles de ménage, peut-être aussi du personnel de manœuvre, il est certain qu'il n'y aurait pas eu de place pour une machine à vapeur, surtout si l'on ne perd pas de vue la manière dont Papin entendait l'adapter. « Pourvu, dit-il à ce sujet (3), qu'il y eût trois ou quatre tuyaux appliqués à un mesme aissieu ils pourroient luy donner un mouvement continuel et sans interruption. »

Les documents qui existent suffisent donc pour nous renseigner exactement sur l'histoire de la machine à vapeur; il en est de même de celle de l'invention du bateau à vapeur. Papin a non seulement inventé la machine à vapeur à basse et à haute pression, c'est aussi lui qui a le premier construit un modèle pratique de ces deux machines. Mais il n'a pas réussi à construire un bateau à vapeur. Cependant il a eu l'intention d'en construire un, et il a fait pour cela les essais préliminaires nécessaires avec un bateau à roues. C'est à cela que servit le petit bateau de 1707, qui fut détruit à Münden; quant au projet de construire en Angleterre un bateau plus grand et de le munir de l'équipement nécessaire pour marcher à la vapeur, il n'a pas été

---

(1) Jonction de la Fulda et du Weser.

(2) Gerland, *Correspondance de Leibniz et de Huygens avec Papin*, p. 585.

(3) Papin, *Recueil de diverses pièces touchant quelques nouvelles machines*. Cassel, 1695, p. 58. Le même ouvrage a paru en latin en 1695, à Marbourg; il a été réédité à Paris en 1698.

mis à exécution. Après son retour à Londres, Papin a bien proposé à la Société Royale de le faire, et il s'est adressé à cette Société en ces termes (1) : « I do there fore offer, with all dutyfull respect, to make here an Engine, after the same manner that has been practised at Cassel, and to fit it so that it may be applied for the moving of ships. » Mais la Société ne répondit pas à cette demande et c'est la dernière nouvelle du temps de Papin que nous ayons au sujet du bateau à vapeur qu'il projetait.

Dans aucun des nombreux documents dont nous disposons, il n'est question que le bateau de Papin ait été un bateau à vapeur. Tous les comptes rendus de l'époque parlent seulement d'un bateau à roues mises en mouvement à bras d'hommes. C'est seulement lorsque le bateau à vapeur devint une réalité, cent ans après Papin, que se forma la tradition d'après laquelle il aurait navigué sur la Fulda avec un bateau à vapeur. Il est vrai qu'au début, cette tradition est encore très timide; autant que je sache, on la rencontre pour la première fois en 1844, dans l'*Histoire de Cassel,* par Piderit. On y lit au sujet de la navigation de Papin sur la Fulda avec un bateau à vapeur (2) : « L'essai a certainement dû être fait, mais il n'a pas réussi, car on raconte que ce hâbleur a failli lui-même perdre la vie dans cette rude navigation, et si, comme cela est probable, cela est provenu de ce que *la chaudière à vapeur a fait explosion,* Cassel a l'honneur d'être la première ville du monde qui ait vu un essai de ce genre, et la Fulda est la première rivière qui ait porté un bateau à vapeur, quand bien même ce bateau aurait subi un accident. » Cette remarque ne mérite pas d'être critiquée en détail; elle fait du reste peu honneur à la sagacité de son auteur, qui appelle *hâbleur* celui qui, à son avis, aurait fait l'une des plus grandes inventions des temps modernes, qui confond deux choses absolument différentes, les essais que Papin fit avec un bateau submersible et qui ne réussirent pas d'abord, et les essais avec un bateau à roues, essais qui furent couronnés de succès, et qui enfin ne songe pas à donner la moindre preuve de l'hypothèse qu'il avance. En 1851, Rühlmann parle déjà du même sujet avec un peu plus d'assurance, en disant que Papin aurait employé en 1707 la vapeur d'eau comme force motrice sur un bateau à roues, qui serait allé de Cassel à Münden (3), mais sans en fournir la moindre preuve non plus. Enfin, dans son premier ouvrage sur Papin, son *Mémoire sur des expériences par la vapeur en* 1707, de la Saussaye exprime l'opinion que Papin avait déjà un bateau à vapeur à cette époque, mais il se convainc plus tard, par la correspondance de Papin avec Leibniz, que ce n'était pas le cas. Mais, au lieu de rectifier sa première supposition erronée, il supprime dans son grand Ouvrage, plusieurs fois cité, *La vie et les ouvrages*

---

(1) GERLAND, *Correspondance de Leibniz et de Huyghens avec Papin,* p. 386. D'après de la Saussaye, *Mémoire sur les expériences de navigation par la vapeur en* 1707.

(2) PIDERIT, *Histoire de la ville de Cassel, résidence et chef-lieu.* Cassel, 1844, p. 271.

(3) RÜHLMANN, *Notizblatt J.,* 7.

de Denis Papin, tous les passages qui parlent de bateau à vapeur, de sorte que quiconque n'a pas lu la correspondance de Papin avec Leibniz ne peut supposer que de la Saussaye ait changé d'opinion au sujet du bateau à vapeur. La Société d'embellissement de Cassel a fait quelque chose de semblable. Cette Société a érigé un monument à Papin, à l'endroit où ont été faits les premiers essais avec la machine à haute pression; c'est une figure allégorique représentant la Fulda sous les traits d'un jeune homme nu qui lève un petit bateau muni de roues, la fontaine qui forme le monument portant le médaillon de Papin. Quelle peut être la raison qui décida la Société en question à faire figurer sur un monument élevé à la gloire de l'inventeur de la machine à vapeur une invention qu'il n'a pas faite? Nous n'en savons rien et nous ne pouvons que partager l'opinion émise par Matschoss, qui dit (1) : « Dans tous les cas il est regrettable qu'on ait employé une allégorie de nature à accréditer davantage la légende du bateau à vapeur de Papin, légende très populaire, qu'on cite aujourd'hui encore dans beaucoup d'écoles comme fait historique. On aurait pu trouver facilement parmi les travaux de génie de Papin un autre rapport plus digne d'être représenté. » La Société d'embellissement de Cassel a pu, du reste, constater avec regret, que tous les journaux et toutes les revues qui rendirent compte de l'inauguration du monument de Papin se trompèrent sur la louable intention de cette Société et déclarèrent purement et simplement que le bateau du monument était un bateau à vapeur. Un journal vit même dans ce bateau un bateau à *hélice à vapeur ailée.*

Le Congrès international des constructeurs de navires pourra donc célébrer à raison le deuxième centenaire du bateau à vapeur, mais il ne devra pas se baser pour cela sur la date de l'année 1707. Car l'idée de faire mouvoir un bateau au moyen de la force de la vapeur a déjà été émise en 1688 par l'inventeur de la machine à vapeur; l'importance de l'année 1707 ne doit être cherchée que dans la conclusion intempestive et malencontreuse des essais préliminaires entrepris dans le but de construire un bateau à vapeur, essais dont l'objet était un bateau à roues mues par la force de l'homme, et non par celle de la vapeur.

---

(1) Matschoss, *La fontaine de Papin à Cassel et la légende du bateau à vapeur de Papin* (*Bulletin de l'Association des Ingénieurs allemands,* 1906, vol. L, p. 1472).

LE PRÉSENT ET L'AVENIR

DE LA

NAVIGATION SOUS-MARINE,

PAR M. LAUBEUF,
Ancien ingénieur en chef de la Marine.

La navigation sous-marine n'est entrée dans la voie des réalisations pratiques que depuis peu d'années.

On peut dire que, comme engins de guerre, les sous-marins ont réellement commencé à compter depuis une dizaine d'années seulement (*Gustave-Zédé, Morse, Narval* en France, bateaux *Holland* en Amérique).

Leurs progrès rapides, leur développement considérable, l'avenir qui s'ouvre devant eux, les espérances qu'on fonde sur leurs services, ont attiré sur cette nouvelle branche de l'art naval l'attention générale et ont soulevé déjà bien des discussions passionnées.

Désirant autant que possible éviter toute controverse et laisser de côté toutes les questions de personnes, je veux me borner ici à indiquer la situation actuelle de la navigation sous-marine ainsi que son avenir probable.

CHAPITRE I.

RÔLE DES SOUS-MARINS DANS LES GUERRES MODERNES [1].

Dès l'apparition des sous-marins, des idées fort opposées se sont fait jour : tandis que les partisans des bâtiments de haute mer déclaraient que les nou-

[1] Je comprends sous la dénomination générale de *sous-marins* tous les bâtiments destinés à l'action sous-marine.

On peut les diviser en deux types distincts : le *sous-marin proprement dit* et le *submersible*. On verra plus loin les différences essentielles entre ces deux types et la supériorité du type submersible comme qualités de navigation.

veaux engins étaient inutilisables, que c'étaient des instruments de laboratoires, des joujoux ingénieux, les champions de la navigation sous-marine tombaient dans l'exagération inverse. Fulton, dès 1800, disait que les sous-marins assureraient la liberté des mers. Bauer, un autre précurseur des sous-marins, prophétisait en ces termes la disparition des cuirassés :

« Les colosses de la Marine se rapprochent de leur tombe de jour en jour, malgré tous les perfectionnements que les arsenaux anglais et français leur appliquent journellement. Le prochain siècle verra se terminer cette lutte mortelle entre ces monstres et les modestes sous-marins. »

A mon avis, *in medio stat virtus,* le sous-marin ne peut pas tout faire et suffire à toutes les tâches. Il ne peut pas être maître de la haute mer et courir les océans. Une telle opinion est manifestement exagérée et fausse.

Si l'on augmente le tonnage du sous-marin actuel, on augmentera les difficultés de sa manœuvre, mais il sera toujours un petit bateau sur le vaste océan.

On augmentera aussi sa vitesse, mais la faible augmentation réalisée la laissera encore tellement inférieure à la vitesse des bâtiments de surface qu'il lui sera toujours impossible de courir après eux.

Le rôle du sous-marin en haute mer étant ainsi écarté, il reste encore à ce genre de bâtiments un vaste champ d'action, qui est bien de nature à justifier les efforts que font les principales nations maritimes dans la voie de la navigation sous-marine.

Un fait très important est à bien remarquer dès le début de la question. C'est celui-ci : on peut combattre un cuirassé avec un autre cuirassé, mais on ne peut lutter contre un sous-marin au moyen d'un autre sous-marin, ainsi que Fulton le disait il y a plus d'un siècle : « Deux flottilles de *Nautilus* ne peuvent se combattre. »

Lorsqu'une nation met en construction un certain nombre de cuirassés, une autre nation plus riche peut en construire un plus grand nombre. Elle annihile ainsi d'une façon absolue l'effort de la première.

Au contraire, si un État construit vingt sous-marins, l'État rival peut en construire quarante s'il veut. Cette flottille est dans l'impossibilité complète d'empêcher la première, quoique moins nombreuse, d'agir contre ses vaisseaux de haut bord. Ce fait domine toute la discussion, et il importe de ne pas le perdre de vue dans ce qui va suivre.

Puisqu'il s'agit ici d'utilisation militaire, je ne puis mieux faire que de céder la parole aux gens du métier :

« Les sous-marins doivent leur inappréciable utilité à ce fait qu'ils peuvent se cacher sous l'eau comme les troupes de terre se cachent au moyen de retranchements et d'abris naturels.

» Bénéficiant de cette protection et de cette invisibilité ils possèdent, dans

certaines conditions, une puissance offensive qui ne peut être négligée. En outre, en attendant que leur puissance soit connue, ils agiront énormément sur le moral de l'ennemi.

» Toutefois, bien qu'ils aient un vaste champ d'action, ils ne peuvent remplacer les bâtiments de combat, les croiseurs et les torpilleurs rapides. Ils sont particulièrement nécessaires à une nation ne possédant qu'un petit nombre de cuirassés à opposer à une puissance navale hors de pair. Ceci s'applique aux *sous-marins tels qu'on les construit aujourd'hui. Mais, si leurs progrès marchent parallèlement à ceux des autres navires de guerre, leur champ d'utilisation est appelé à grandir dans de vastes proportions* (1). »

Il faut bien remarquer que ces lignes ont été écrites en 1896. Elles montrent que les esprits clairvoyants ne se sont pas trompés dès ce moment sur l'avenir des sous-marins.

« L'usage des sous-marins, en se généralisant par la force des choses, rendra, sinon impossible, du moins très périlleuse à cause des risques énormes que ces petits bâtiments invisibles feraient courir à l'assaillant, toute opération de *blocus*, de *bombardement*, d'*attaque de vive force* ou d'*action combinée d'une flotte de haut bord avec des armées d'invasion* contre une côte ennemie quand celle-ci sera couverte, en avant de ses lignes de défense, par une flottille suffisamment nombreuse de sous-marins (2). »

« Pour ce qui est du blocus direct, il ne faut pas y songer; même si les cuirassés se trouvent suffisamment protégés des torpilleurs par les contre-torpilleurs, ils doivent compter aujourd'hui avec les sous-marins qui vont les chercher beaucoup plus loin qu'on ne pense. Ceux-ci auront d'autant plus de facilité à prouver leur puissance que, le blocus étant une opération de longue haleine, il leur sera loisible d'attendre les circonstances de temps les plus favorables pour attaquer....

» Non, les blocus ne nous feront plus peur le jour où notre flottille de sous-marins aura atteint son développement normal.

» Le blocus à distance vient d'être réalisé pendant des mois à Port-Arthur par l'escadre japonaise avec un plein succès, mais, comme les Russes n'avaient pas de sous-marins, nous ne pensons pas qu'il y ait lieu de modifier nos conclusions (3). »

« Ces petits bâtiments faciles à multiplier à cause de leur prix modéré constituent par leur groupement sous le nom de *défenses mobiles* une force de la plus haute importance, dont les objectifs sont la protection immédiate des côtes contre les insultes de l'ennemi et contre le blocus, la coopération dans

---

(1) Lieutenant KIMBALL (U. S. Navy), *Valeur tactique des sous-marins* (*Army and Navy Register*, 1896).

(2) Vice-Amiral FOURNIER, *Notre Marine de Guerre par un marin*, 1904.

(3) *Étude sur la stratégie navale*, par R. DAVELUY, capitaine de frégate, 1905.

certains cas avec les escadres, et la surveillance de certains bassins limités ou même des côtes rapprochées de l'adversaire (1). »

Les manœuvres françaises de 1902, exécutées entre l'escadre du Nord et les sous-marins et submersibles de Cherbourg autour de ce port de guerre, ont ouvert les yeux de bien des gens sur l'utilisation des sous-marins.

Voici quelques-unes des réflexions anglaises à ce sujet (2) :

« Les résultats des manœuvres exécutées en France avec différents types de sous-marins dans la Manche, à Cherbourg, montrent de nouveau l'importance de la question.

» Ces manœuvres ont une signification spéciale pour nous, car elles ont été exécutées fort près de nos ports de guerre les plus importants et dans une localité qui servirait probablement de base à une mobilisation préparatoire pour l'attaque de nos principales rades.

» De plus, tandis que la valeur des sous-marins pour la défensive des ports et bras de mer étroits était acceptée sans objection, leur utilité pour l'offensive n'avait pas été établie définitivement jusqu'ici, tandis qu'elle a été démontrée par les expériences de Saint-Waast....

» Ces expériences ont prouvé que les sous-marins peuvent quitter leur station sans être vus par les bâtiments qui veillent et qu'une flotte ne sera jamais en sûreté dans un mouillage situé dans leur rayon d'action. Elle ne sera à l'abri qu'enfermée dans un port complètement clos. Autrement elle devra rester en pleine mer, naviguant toujours à bonne vitesse pour avoir quelque sécurité. Une force navale ne devra jamais rester à l'ancre dans le rayon d'action des sous-marins; la veille est illusoire et l'action de l'artillerie n'est d'aucune utilité....

» De telles conclusions suggèrent de grands changements dans la tactique navale et sont à l'avantage des flottilles sous-marines.

» Les opérations du torpilleur se limitent à la nuit et peuvent être annihilées par la construction de bâtiments plus grands et plus rapides, capables de les attaquer avec succès. Un sous-marin, au contraire, peut agir la nuit ou le jour.

» Le nouvel engin n'est évidemment pas parfait à l'heure actuelle, mais il constitue un nouvel élément pratique de la guerre navale avec d'immenses conséquences tactiques. »

Enfin la guerre russo-japonaise a inspiré à l'amiral Fournier les réflexions suivantes (3) :

« Les événements de guerre dont l'Extrême-Orient est actuellement le

---

(1) *Le Péril National*, par l'amiral Bienaimé, 1904.

(2) *Engineering*, 7 novembre 1902.

(3) Amiral Fournier, *Notre Marine de Guerre par un Marin*, 1904.

théâtre font ressortir d'une façon saisissante l'importance que prendra désormais le rôle militaire du sous-marin dans les guerres navales. Il est manifeste que, si les Russes avaient pu disposer à Port-Arthur de quelques sous-marins, ces petits bâtiments auraient profité de tous les déplacements de la flotte japonaise, nécessités par son rôle stratégique, pour détruire successivement et rapidement ses principales unités. Bien plus, les mouvements de transports sur les côtes mêmes de Corée auraient été paralysés par les incursions de quelques bâtiments de haute mer du type actuel de nos submersibles. »

J'arrête là ces citations. Il me paraît pleinement démontré que l'emploi du sous-marin permet :

1° De défendre les côtes, d'empêcher le bombardement des ports;

2° De rendre impossible tout blocus efficace;

3° D'empêcher une escadre ennemie de mouiller sur la côte et d'y tenter un débarquement;

4° Dans les mers resserrées, d'aller porter l'attaque sur la côte ennemie et de faire craindre aux escadres ennemies à chaque sortie et à chaque entrée dans leurs propres ports un torpillage difficile à éviter;

5° Enfin, dans les mers européennes, et dans certaines conditions de temps, de couper la plupart des grandes routes maritimes.

Les trois premiers buts peuvent être remplis indistinctement par les sous-marins purs ou par les submersibles. Les deux derniers ne peuvent l'être *que par les submersibles,* car il faut de toute nécessité pour cela des bâtiments *marins, tenant bien la mer,* ce que ne sont pas les sous-marins purs.

En outre, pour être efficaces, il faut que les sous-marins soient nombreux, car leur faible vitesse par rapport à celle des bâtiments de surface nécessite qu'ils puissent former un filet aux mailles serrées. Il faut donc que leur prix reste *peu élevé.*

Enfin il faut que leur tonnage ne soit *pas trop fort* pour qu'ils soient *très maniables.*

Toutes ces raisons sont d'accord pour repousser l'emploi de sous-marins ou submersibles de grand tonnage (par exemple 700t à 800t), chers, peu maniables et qui ne feraient pas plus de besogne, *au contraire,* que deux submersibles de 300t à 350t coûtant le même prix total.

Des submersibles d'un tonnage moyen peuvent d'ailleurs atteindre avec efficacité tous les objectifs indiqués plus haut.

CHAPITRE II.

CONSIDÉRATIONS QUI PEUVENT GUIDER DANS LE CHOIX D'UN SOUS-MARIN.

Il est arrivé que diverses marines hésitaient sur le type de sous-marin à choisir. Il est arrivé aussi que certaines d'entre elles, faute de renseigne-

ments suffisants, se trouvaient avoir des bâtiments ne convenant pas au but cherché.

Nous voulons examiner ici les motifs qui peuvent guider dans le choix d'un bâtiment sous-marin.

I. — Dimensions du bâtiment.

Ce serait une grande erreur, pour une marine ne possédant pas de sous-marin, de croire qu'elle peut, du premier coup, se mettre au niveau des marines qui travaillent cette question depuis un certain nombre d'années, en construisant ou en achetant d'emblée des sous-marins ayant les dimensions des plus grands sous-marins construits ailleurs.

Cette manière de procéder exposerait à de graves mécomptes, à des tâtonnements très longs, et probablement à des catastrophes.

Il faut, en effet, bien se persuader que *plus un sous-marin est grand,* plus il est difficile à manœuvrer. Les plongées, les évolutions, très aisées avec un bâtiment de 25^{m} de long et de 100 ou 120 tonnes, deviennent beaucoup plus délicates avec un navire de 50^{m} et de 500^{tx}.

Il faut donc procéder méthodiquement, ainsi que l'a fait par exemple la Marine anglaise, qui a commencé par construire des sous-marins de 120 tonnes (n°s 1 à 5), puis de 204 tonnes (A^{1} à A^{18}), puis de 313^{tx} (B^{1} à B^{11}). La Marine des États-Unis a procédé de même : du *Holland* (74 tonnes), elle est passée au type *Adder* (120 tonnes), puis au type *Cuttlefish* (170 tonnes) et à l'*Octopus* (275 tonnes).

C'est de cette manière qu'on peut entraîner progressivement les officiers et les équipages. C'est pour cette raison qu'en France on choisit, pour commander les sous-marins de 400 et 500 tonnes, des officiers ayant déjà commandé des bâtiments plus petits ou ayant été officiers en second de ces bâtiments.

Il faut donc, à notre avis, commencer par avoir des bâtiments de 120 à 160 tonnes de déplacement en plongée, puis passer à d'autres de 240 à 300 tonnes, ensuite de 400 à 500 tonnes.

Il est très nécessaire de se mettre en garde contre les dangers très sérieux des tonnages exagérés.

J'ai d'ailleurs indiqué plus haut que des tonnages considérables sont inutiles.

II. — Type de bâtiment : sous-marin ou submersible.

Je rappelle tout d'abord la différence entre ces deux types :

Le sous-marin, en forme de cigare, a une faible flottabilité lorsqu'il navigue à la surface (5 à 12 pour 100 de son déplacement total en plongée).

Le submersible, au contraire, avec une coque ressemblant à celle des

bâtiments de mer ordinaires, torpilleurs ou destroyers, a une forte flottabilité (20 à 40 pour 100 du déplacement total en plongée).

J'ai présenté, au commencement de 1897, le projet du premier bâtiment submersible, qui a été construit en 1898-1900 sous le nom de *Narval* et qui, quoique construit comme bâtiment d'essai, est encore, depuis cette époque, en service actif.

Ces différences essentielles entre les deux types font que le submersible, en dehors des avantages de sécurité dont je parlerai plus loin, a une meilleure vitesse à la surface, une meilleure tenue à la mer et, par suite, de meilleures conditions d'habitabilité. En revanche, il a un peu moins de vitesse en plongée.

En France, une série d'expériences comparatives a été faite en 1905 entre le sous-marin *Z* (220tx, 7 pour 100 de flottabilité) construit sur les plans de M. Maugas, et le submersible *Aigrette* (250 tonnes, 30 pour 100 de flottabilité) construit sur mes plans.

Je donne ci-après (annexe n° 1) quelques renseignements qui ont été publiés sur ces expériences par les journaux maritimes. Les résultats ont été complètement à l'avantage du type submersible.

A la suite de ces essais comparatifs, on n'a plus mis en chantier en France que des submersibles : 18 en 1905, 16 en 1906 sur mes plans.

C'est donc le type submersible qu'il convient d'adopter. Il a pour lui, en outre de ses qualités de vitesse, de tenue à la mer et d'habitabilité, les avantages suivants :

Une double coque, constituant une grande sécurité contre les abordages, chocs, etc.;

Un tirant d'eau moins fort, à déplacement égal, que le sous-marin, en navigation lège;

Une voie d'eau d'une dizaine de tonnes, qui fait couler un sous-marin, ne met pas en danger un submersible.

Les qualités des submersibles s'achètent par une perte de vitesse en plongée. Elle ne doit pas entrer en ligne de compte avec ses avantages.

III. — Moteurs de surface et de plongée.

Les tentatives faites jusqu'ici pour avoir un moteur thermique unique pour la marche en surface et la marche en plongée n'ont pas réussi, et il convient d'adopter un ou deux moteurs électriques alimentés par des accumulateurs pour la plongée, un ou deux moteurs thermiques pour la marche à la surface. Indépendamment des raisons techniques, il y a aussi pour l'adoption de ce système des raisons d'ordre militaire.

Les petits submersibles, destinés à la défense immédiate des abords des ports et des rades, peuvent d'ailleurs se contenter d'un *seul moteur* électrique.

Le double moteur a un avantage, c'est que le submersible n'est pas entièrement désemparé par une seule avarie et peut encore naviguer avec un moteur hors de service.

Le moteur thermique de surface doit être l'objet d'un choix attentif.

Nous n'hésitons pas à déclarer qu'il est nécessaire de rejeter les moteurs employant la benzine, la gazoline, les essences volatiles. Ces moteurs, admissibles sur des voitures, sont extrêmement dangereux sur des bâtiments aussi fermés que les sous-marins. De nombreux accidents, survenus sur des sous-marins employant la gazoline en Angleterre et aux États-Unis, le démontrent.

Le choix doit se borner aux moteurs *à vapeur* ou *à pétrole lourd* (de densité au moins égale à 0,80). Ces moteurs sont, il est vrai, plus lourds et plus encombrants. Ils ne permettent de placer à bord des submersibles qu'une puissance inférieure à celle qu'on peut réaliser avec les benzine, gazoline, etc., mais là encore il faut faire passer au premier rang la question de *sécurité du personnel,* en la payant par une perte de vitesse à la surface.

Actuellement on peut employer indifféremment le moteur à vapeur ou le moteur à pétrole lourd. Ainsi sur 36 submersibles de 500 tonnes mis en chantiers, en France, en 1904, 1905 et 1906, 18 doivent être à vapeur, 18 à pétrole lourd.

Chaque système a ses avantages et ses inconvénients. Le moteur à vapeur est plus souple et se prête mieux aux variations d'allure et aux renversements de marche.

Il est mieux connu du personnel des diverses marines, il est d'un fonctionnement sûr, il coûte moins cher.

En revanche, il est plus encombrant à cause des caisses pour l'eau de réserve, à cause de la chaudière, du condenseur, etc. Il est plus long à remettre en marche après une plongée, il augmente un peu la durée du passage de la position de navigation en surface à la position de plongée (environ 1 minute). Il y a donc lieu de peser ces avantages et ces inconvénients avant de se décider.

IV. — Vitesse en surface et en plongée.

La question de vitesse est très controversée. Certaines marines veulent une très grande vitesse en surface et se contentent d'une faible vitesse en plongée.

D'autres, au contraire, veulent de fortes vitesses en plongée. En somme la vitesse de surface est la *vitesse stratégique,* celle qui doit permettre de se rendre rapidement au point voulu, de franchir le plus vite possible une zone où il n'y a pas d'action militaire à opérer et où, au contraire, le sous-marin peut rencontrer des dangers. Il faut donc avoir une grande vitesse de surface. La vitesse de plongée est au contraire une *vitesse tactique,* celle dont on a besoin pour l'attaque. On sait que l'angle dans lequel un bâtiment A peut faire une attaque sur un navire en marche B, est celui dont la tangente est

égale au rapport des vitesses de A et de B. Il y a donc intérêt à augmenter le plus possible la vitesse en plongée.

Il y a lieu du reste de remarquer que ce raisonnement s'applique à l'attaque d'un grand bâtiment par un sous-marin *en haute mer*.

Nous avons déjà parlé plus haut de l'inefficacité du sous-marin au large. Il agira surtout près des côtes amies et ennemies, et là le navire de haut bord n'aura ni la liberté de sa route, ni probablement celle de sa vitesse.

D'ailleurs les conditions mêmes de la construction du sous-marin font qu'il est impossible d'arriver à de très grandes vitesses dans les deux cas, et il faut se résoudre à un compromis

Je crois qu'il ne faut pas sacrifier trop l'une des vitesses à l'autre, et il paraît convenable d'admettre une vitesse de plongée variant entre les $\frac{2}{3}$ et les $\frac{3}{4}$ de la vitesse en surface.

V. — Armement.

Il est nécessaire de bien se rendre compte qu'un sous-marin aura toujours des difficultés à bien se placer pour lancer des torpilles, soit à cause du courant, soit à cause de l'état de la mer, soit à cause de la vitesse du ou des navires qu'il veut attaquer, soit enfin à cause des bâtiments de garde, destroyers ou autres, patrouillant autour du but à atteindre et qu'il doit éviter.

Il faut donc que le sous-marin n'ait pas pour tout armement, comme cela est trop souvent le cas, *un seul tube d'étrave*, qui lui permet de lancer *une seule torpille,* puis exige une série de manœuvres (fermeture du capot, vidange du tube, ouverture de la porte intérieure du tube, introduction d'une nouvelle torpille, fermeture de la porte, ouverture du capot), avant d'être prêt à en lancer une seconde.

On peut être sûr que, 99 fois sur 100, l'occasion sera passée de lancer en bonne position lorsqu'on aura terminé toutes ces manœuvres. A mon avis, il est nécessaire que le submersible ait plusieurs torpilles toutes prêtes à être lancées; les appareils doivent être disposés de telle façon qu'on puisse tirer à volonté l'un ou l'autre, dans un ordre quelconque.

Le premier submersible que j'ai construit, le *Narval,* possède 4 appareils lance-torpilles pour torpille de 18″, placés extérieurement à la coque et indédants l'un de l'autre. On peut tirer indifféremment n'importe laquelle des 4 torpilles. Cette disposition a été reproduite sur tous les submersibles qui ont suivi. Les appareils lance-torpilles sont de divers types, mais leur nombre est égal à 4 ou même 6.

Le chiffre de 4 appareils est, croyons-nous, à admettre comme bon.

Le tube d'étrave est du reste dangereux en cas de collision par l'avant. Si le petit sous-marin *Bonite* avait eu un tube à l'avant, lors de son abordage avec le cuirassé *Suffren,* le 5 février 1906, il aurait certainement été coulé, tandis qu'il s'est tiré d'affaire sans avarie grave.

VI. — Sécurité du matériel et du personnel.

La question de sécurité du bâtiment est la question primordiale. Elle doit avoir le pas sur toutes les autres et l'on ne doit pas hésiter, si l'on a à choisir, entre deux bâtiments dont l'un a une supériorité notable de vitesse ou d'armement, et l'autre une sécurité incontestablement meilleure, à prendre le second.

Voici le résumé des conditions qui assurent le maximum de sécurité :

1° Commencer par posséder des bâtiments de *tonnage modéré*, ne pas sauter brusquement d'un tonnage et d'une longueur à un tonnage et une longueur beaucoup plus grands. Aller progressivement par augmentations successives de 100 à 150 tonnes et de 8^m à 10^m de longueur chaque fois;

2° Choisir des bâtiments du type *submersible* qui présentent une sécurité indiscutable dans le cas d'abordage, de choc par l'avant, de voie d'eau, à cause de leur double coque et de leur flottabilité [1];

3° Rejeter les moteurs employant des substances volatiles (benzine, essence, gazoline, etc.);

4° Prendre des accumulateurs électriques disposés de façon à ne pas déverser leur acide avec des roulis de 25° à 30°;

5° Ne pas avoir des tubes lance-torpilles dans l'étrave, très dangereux en cas d'abordage par l'avant.

CHAPITRE III.

SITUATION ACTUELLE ET DÉVELOPPEMENT PROBABLE DE LA CONSTRUCTION DES SOUS-MARINS.

Dans la Marine française les essais ont commencé avec le *Gymnote*, mis en chantier en 1886 et le *Gustave-Zédé* de 1889, sur les plans de Gustave Zédé, d'après les idées de Dupuy de Lôme.

La Marine italienne a été la première à nous suivre dans cette voie nouvelle avec les sous-marins de l'ingénieur *Pullino* (1892 et 1895). La Marine des États-Unis a suivi avec les bateaux *Holland* (1896 et 1897).

Si l'on fait dater véritablement la navigation sous-marine, au point de vue militaire, de la constitution de flottilles, c'est encore en France que le premier groupe important de bâtiments sous-marins a été constitué (*Morse* 1897, *Narval* 1898, *Français* et *Algérien* 1899, 4 du type *Farfadet* en 1899, 4 du type *Sirène* en 1900).

---

[1] M. S. Lake, dans le Meeting de Printemps de 1907 de la Société des Naval Architects, a fait un relevé des accidents de sous-marins survenus dans ces dernières années et il en résulte que le type submersible n'a jamais éprouvé d'accident grave.

La Marine américaine commandait de son côté en juin 1900 6 sous-marins du type *Adder*, et la Marine anglaise, profitant de l'expérience acquise ailleurs, commandait aussitôt après les 5 sous-marins nos 1 à 5 pareils au type américain.

Depuis ce moment les flottilles de sous-marins se sont développées avec rapidité.

J'ai essayé de résumer dans un tableau (annexe n° 2) les caractéristiques principales des bâtiments construits ou en construction dans les diverses marines.

La France vient en tête avec 41 sous-marins et 47 submersibles, soit 88 en tout.

L'Angleterre vient ensuite avec 48 sous-marins. Comme ceux qu'elle a mis à l'eau jusqu'ici sont individuellement de plus grand déplacement que les nôtres, c'est actuellement l'Angleterre qui possède le plus fort tonnage de sous-marins à flot (8100t contre 6300t en France).

Puis viennent la Russie avec 24 sous-marins et 7 submersibles, les États-Unis (12 sous-marins), l'Italie (7), le Japon (7); l'Allemagne n'en possède encore qu'un seul, le U_1 armé. Elle en a deux autres en construction.

Je donne naturellement ces chiffres sous toutes réserves, ainsi que les données principales des divers bâtiments.

Les renseignements publiés sont parfois contradictoires et difficiles à contrôler. Je me suis borné à indiquer les dimensions principales, le tonnage et l'armement.

Je n'ai, à dessein, donné aucun chiffre relatif aux vitesses. Ceux publiés sont ordinairement inexacts, et l'on a pu vérifier à plusieurs reprises que la vitesse réelle de certains bâtiments était extrêmement différente de la vitesse promise ou de la vitesse indiquée sur divers documents.

Il me suffira de dire, à ce sujet, que dans toutes les Marines on cherche à obtenir les vitesses de 15 nœuds en surface et 10 nœuds en plongée. Aucun sous-marin ou submersible n'a encore réalisé ces deux vitesses.

Ce relevé montre les progrès faits par le type submersible dans les dernières années. Alors qu'avant 1902, on avait mis en chantier dans les diverses marines 55 sous-marins et 6 submersibles seulement, depuis le 1er janvier 1902, on a commencé 71 sous-marins et 58 submersibles.

Je suis persuadé que cette évolution va continuer, pour les motifs que j'ai indiqués dans la seconde partie de cette Note.

Le Tableau permet de faire encore quelques remarques. Ce sont surtout les puissances navales importantes qui se sont lancées dans la construction des sous-marins : Angleterre, France, États-Unis, Russie, Japon.

Le sous-marin est-il également utile à toutes les nations?

Beaucoup de personnes en doutent :

Lord Charles Beresford a dit à la Chambre des Lords :

« Personnellement je suis très heureux que l'Angleterre ait essayé le sous-

marin. On verra bien s'il est utile ou non, mais mon opinion personnelle est qu'il servira plutôt pour la défense que pour l'attaque. Et comme nous devons être la puissance qui attaque, tandis que les autres pays se tiendront sur la défensive, il doit leur être plus utile qu'à nous. »

Il n'y a qu'à s'incliner devant la parole si autorisée de l'éminent amiral. Il est bien certain que, pour les nations maîtresses des mers qui les bordent, les sous-marins ont bien moins d'utilité que pour les autres. C'est ce qui arrive pour l'Angleterre, le Japon, les États-Unis, et cependant nous voyons qne ces puissances, non seulement reconnaissent l'utilité du sous-marin, mais encore font des sacrifices sérieux pour la constitution de flottilles de ces engins.

S'il en est ainsi, on voit combien toutes les autres Marines ont un puissant intérêt à acquérir des sous-marins pour la défense de leurs côtes, conjointement avec les torpilleurs. Les sous-marins remplacent avantageusement aussi les mines sous-marines, arme aveugle, dangereuse pour les amis autant que pour les ennemis.

Il faut donc avoir beaucoup de sous-marins, c'est-à-dire qu'il faut leur donner des dimensions modérées pour que les dépenses des flottilles restent dans des limites convenables.

Au point de vue de la défense des côtes, le sous-marin apparaît aussi utile pour les grandes puissances continentales que pour les petites.

M. le Vice-amiral Fournier, après les manœuvres françaises de 1906 dans la Méditerranée, a pu dire dans son ordre du jour du 3 août :

« On ne saurait trop proclamer que l'égide des fronts de mer de la France dans l'avenir est une nombreuse flottille de sous-marins et de torpilleurs couvrant les ports et les points de son littoral accessibles aux attaques de l'ennemi.

» Ce n'est certainement pas l'arme de la conquête par mer qui reste incontestablement le navire de haut bord, mais c'est celle qui détruira le plus sûrement toute flotte victorieuse voulant tirer parti de ses succès en attaquant finalement les ports ennemis. »

Le type submersible permet en outre, dans certaines conditions géographiques, de prendre l'offensive contre un ennemi plus puissant et même maître de la mer, qu'on pourra malgré cela aller attaquer chez lui.

C'est le cas possible de la France et même de l'Allemagne vis-à-vis de l'Angleterre, de l'Autriche contre l'Italie, de la Suède contre la Russie, etc.

Lorsqu'on voit que les nations qui, comme l'Angleterre, le Japon, les États-Unis, ont le moins besoin de sous-marins, dépensent des sommes considérables pour en acquérir, on est bien conduit à penser que les nations continentales, auxquelles le sous-marin est bien plus utile, entreront aussi résolument dans cette voie, où la France, l'Italie, la Russie sont déjà engagées.

L'Allemagne commence à y entrer; elle possède depuis peu de mois son premier submersible le U_1. L'Autriche vient aussi de commander deux submersibles.

Mais, si les flottilles de sous-marins sont d'une *utilité incontestable* pour les grandes puissances continentales, on peut dire qu'elles sont d'une *nécessité absolue* pour tous les petits États.

« Le sous-marin est l'arme des puissances pauvres, des puissances faibles », a dit lord Goschen en 1899 à la Chambre des Communes.

Jusqu'ici, ces paroles, absolument vraies, n'ont pas été beaucoup entendues par ceux qu'elles visent, c'est-à-dire par les États secondaires.

Ce sont en effet, comme nous l'avons dit, plusieurs des principales puissances maritimes qui ont le plus poussé la construction des sous-marins.

Les nations secondaires ont jusqu'ici attendu les résultats des essais des grandes marines avant de construire ou d'acheter des sous-marins. Cela est assez naturel, étant données les dépenses considérables qu'entraînent les tâtonnements, les essais nombreux, les modifications d'un type de navire aussi différent de tout ce qui a été fait jusqu'ici.

Aujourd'hui que cette période de tâtonnements semble terminée, que des types de bâtiments sous-marins donnant satisfaction ont été construits, cette attitude expectante ne se comprendrait plus.

Ce sont en effet des puissances secondaires qui ont le plus à gagner au développement du sous-marin, car celui-ci est avant tout une arme *défensive* ainsi que nous l'avons dit plus haut. Son offensive est limitée aux mers étroites et à des conditions géographiques particulières.

Les marines secondaires : Hollande, Suède, Norvège, Danemark, Espagne, Portugal, Grèce, Turquie, Roumanie, Bulgarie, Républiques Sud Américaines ne peuvent songer à construire des cuirassés de 18000 à 20000 tonnes, coûtant 50 millions de francs. Ces constructions excéderaient singulièrement leurs ressources.

Peuvent-elles continuer à faire ce que la plupart d'entre elles font actuellement, c'est-à-dire construire de petits cuirassés de 2500t à 7000t ?

Mon opinion est qu'elles font là des dépenses bien inutiles. Ces bâtiments sont tellement inférieurs aux grands cuirassés modernes qu'ils ne seraient d'aucune utilité aux petites puissances en cas de conflit avec une grande marine.

Voit-on par exemple les Pays-Bas défendant leurs Indes avec des cuirassés type *Tromp* de 4500t contre le *Katori* ou le *Kashima* japonais ? Un seul *Katori* coulerait une demi-douzaine de *Tromp*.

Un autre exemple que j'ai déjà cité, mais que je donne encore parce qu'il est caractéristique, est le suivant :

En 1807 une flotte anglaise bombarda Copenhague, détruisit la flotte danoise, pilla et brûla l'arsenal pour punir le Danemark de s'être allié à Napoléon Ier.

Supposons (ce n'est qu'une hypothèse gratuite), que l'Angleterre veuille, à cent ans de distance, recommencer la même opération. Que pourrait faire le Danemark ?

S'il n'a, comme aujourd'hui, que *sept* petits cuirassés de 2500t à 5500t, pouvant aligner *quinze pièces de gros calibre en tout et pour tout,* une division de six ou huit cuirassés, sur les cinquante que possède l'Angleterre, suffira pour les écraser.

Si le Danemark, au contraire, a une douzaine de submersibles et autant de sous-marins, avec les premiers il peut barrer les détroits et frapper au passage les cuirassés ennemis. Avec les seconds, il peut attendre aux abords de ses ports ceux qui ont pu forcer le passage et les couler à leur tour.

Or, les sept petits cuirassés danois ont coûté à peu près 50 millions. Les douze submersibles et les douze sous-marins reviendraient ensemble à une vingtaine de millions environ.

Comparez et concluez.

Les marines secondaires, qui ne peuvent posséder les énormes cuirassés modernes, doivent donc cesser de s'imposer de lourds sacrifices pour construire de petits cuirassés inutiles et inefficaces.

Le sous-marin leur offre un moyen moins coûteux et plus sûr de se défendre contre l'agression d'une autre nation plus puissante.

Il en résultera sous peu un changement profond dans la politique navale des petites puissances, qui, se bornant à la construction de flottilles défensives constituées par de nombreux torpilleurs et sous-marins, pourront en couvrir leurs côtes.

Nous sommes à l'aurore de ce mouvement. La Suède possède déjà un sous-marin, la Hollande aussi. D'autres puissances, le Brésil, la Norvège, songent à s'en procurer. Il n'est pas téméraire, je crois, d'affirmer que, d'ici une dizaine d'années, tous les États secondaires seront entrés résolument dans cette voie.

Dans la lente évolution de l'humanité, on doit s'efforcer de développer les moyens de défense de préférence aux moyens d'attaque. C'est là un acheminement, une première étape vers la suppression des guerres.

Dans l'état actuel du monde civilisé, espérer la paix universelle par le désarmement général est une utopie dangereuse.

Le vrai moyen de garantir la paix, c'est de donner à chacun la possibilité de se faire respecter.

C'est le plus beau titre de gloire du sous-marin que d'avoir pu être proclamé *l'arme du faible, l'arme du pauvre,* et il faut souhaiter que toutes les puissances secondaires s'en procurent le plus tôt possible.

Je suis persuadé que tous les vrais amis de la paix doivent se réjouir sincèrement du développement des sous-marins, gage de paix, et je veux espérer que l'humanité gardera quelque reconnaissance à ceux qui auront aidé les

faibles, les petits à se faire respecter par les forts, souvent portés à abuser de leur force.

Conclusion.

Je conclus donc :

Le développement des sous-marins comme engins de guerre a déjà amené et amènera surtout dans l'avenir des modifications importantes dans la politique navale, les constructions maritimes, la constitution des flottes des divers États, surtout des puissances secondaires.

Il amènera aussi des changements importants dans la stratégie et la tactique navales.

Fulton disait en 1800 : « La liberté des mers fera le bonheur de la terre », et il comptait sur le sous-marin pour amener ce résultat. Nous n'en sommes pas là, car le sous-marin n'est pas actuellement et ne sera peut-être jamais maître de la haute mer, mais on peut dire dès aujourd'hui et ce sera ma conclusion :

Le sous-marin assurera dans un avenir prochain la liberté des côtes et même celle des mers étroites.

De plus il constitue une arme de haute moralité, puisqu'elle permet au faible de se défendre contre un ennemi puissant.

ANNEXE N° 1.

ESSAIS COMPARATIFS ENTRE LE SUBMERSIBLE « AIGRETTE » ET LE SOUS-MARIN « *Z* ».

Article du « Moniteur de la Flotte » (25 mars 1905).

« Ces expériences portaient sur plusieurs points très spéciaux :

» 1° Navigation à la surface;

» 2° Habitabilité ;

» 3° Passage de la navigation à la surface à la navigation en plongée;

» 4° Navigation en plongée.

» L'*Aigrette* a prouvé son état de supériorité absolue dans la navigation à la surface : s'enlevant facilement à la lame, laissant à l'équipage une aisance appréciable, ce bâtiment réalise les meilleures conditions actuellement possibles.

» Le *Z*, au contraire, déjà alourdi par sa passerelle, est mal préparé pour la navigation à la surface....

» En plongée, les expériences, tout en faisant constater la bonne navigation de l'*Aigrette*, n'ont pas établi entre les deux navires une différence aussi sensible.

» Il résulte de ces expériences que, pour *toute navigation prolongée en haute mer, le submersible seul présente les qualités nécessaires;* ce n'est pas

toutefois une raison absolue d'abandonner le sous-marin (tel est d'ailleurs l'avis de la Commission), mais il faut l'adapter à son rôle et ne pas lui demander plus qu'il ne peut donner. Le submersible est l'engin d'offensive et le sous-marin peut rendre d'utiles services pour la défense des côtes, c'est-à-dire dans un champ d'action limité.

» Les expériences ont démontré que le *Z*, qui est du type *Farfadet* agrandi et dont les plans ont été faits par le même ingénieur, n'a pas acquis des qualités supérieures par le développement de ses dimensions, tandis que l'*Aigrette*, qui est un *Narval* perfectionné, a été dotée de nouveaux avantages en raison de son déplacement plus considérable.

» *La Commission serait d'avis,* écrit-on de Cherbourg, *que le submersible de l'avenir devra avoir un déplacement de* 400 *tonnes et que le déplacement utile du sous-marin ne devra pas excéder* 100 *tonnes.*

Article du « Yacht » (25 mars 1905).

« Les expériences comparatives des sous-marins *Aigrette* (type submersible) et *Z* (type sous-marin) sont terminées; la Commission présidée par l'amiral Philibert s'est séparée, il lui a suffi d'une semaine pour être fixée sur les valeurs respectives des deux bâtiments.

» La Commission avait à se prononcer sur les qualités et les défauts de chacun de ces deux types représentant, l'un, le submersible perfectionné; l'autre, le sous-marin perfectionné. Jusqu'à présent, les submersibles s'étaient révélés bons bâtiments de mer, on leur reprochait seulement une trop grande durée de plongée. Les sous-marins, moins bons à la mer, moins habitables, roulant beaucoup, avaient cependant leurs partisans à cause de leur plus grande facilité à plonger. On pouvait espérer arriver à un type intermédiaire possédant les qualités des deux sans en avoir les défauts. Le *Z* semblait un pas en avant dans cette voie; on comprend donc l'intérêt qui s'attachait aux expériences de Cherbourg.

» Un garde-côte cuirassé, l'*Amiral-Tréhouart,* et deux remorqueurs, le *Buffle* et le *Becquet,* avaient été mis à la disposition de la Commission.

» Nous allons résumer sommairement, avec la réserve que comporte le sujet, les principaux faits des essais effectués :

» *Vendredi,* 10 *mars.* — Appareillage à Cherbourg à 9^{h} du matin. La prise de la remorque montre immédiatement que l'*Aigrette* manœuvre avec beaucoup d'aisance, tandis que le *Z* éprouve quelque difficulté. En dehors de la Digue, la mer est assez grosse et se fait de plus en plus mauvaise, à mesure qu'on approche de la Hague. Au Raz Blanchard elle est démontée. En cours de route le *Z* a cassé sa remorque et l'a reprise difficilement. L'*Aigrette* a cassé son croc à échappement et a repris la remorque très facilement.

» Au Raz Blanchard, les deux sous-marins ont été lâchés en liberté et ont navigué de front derrière le *Tréhouart*. L'*Aigrette* tenait très bien et manœuvrait avec aisance. Le *Z*, au contraire, a paru lourd, mouillant beaucoup et roulant plus que l'*Aigrette*.

» Rentrée à Cherbourg à 6h du soir.

» *Lundi*, 13 *mars*. — Les deux sous-marins appareillent encore à la remorque; le *Tréhouart*, ayant à bord l'amiral Philibert, les accompagne. Cette fois, on va au large, au nord de la Digue. On largue les sous-marins, et au signal, un coup de canon, ils exécutent deux plongées d'un quart d'heure chacune. La première fois l'*Aigrette* gagne quelques secondes; la deuxième fois elle gagne plus de 2 minutes. On revient au mouillage à 5h du soir.

» *Mardi*, 14 *mars*. — Il fait toujours gros temps. L'amiral Philibert sort à bord des deux sous-marins qu'il fait plonger en sa présence. Dans la navigation en immersion l'*Aigrette* et le *Z* se sont comportés également bien; il n'y pas, dans ce cas, de différence sensible entre les deux.

» *Mercredi*, 15 *mars*. — Il vente très fort, la mer est agitée. Ce jour-là il n'y a pas eu de plongées, mais des évolutions au signal; l'*Aigrette* fait un tour complet en très peu de temps et sans donner de bande sensible. Le *Z* évolue plus difficilement et roule davantage. A 4h30m, tous ces bâtiments rentraient au mouillage.

» Après ces essais très consciencieux et qui ont eu lieu dans des circonstances de temps très dures, avec grosse brise de Sud-Ouest à Nord-Ouest, mer très forte, on est amplement fixé sur la valeur des deux types.

» De l'avis de tous ceux qui y ont assisté, l'*Aigrette* est plus confortable plus manœuvrable et, quoique du type submersible, plonge plus rapidement. En pratique, elle a aussi une vitesse supérieure au *Z*. Les hommes peuvent respirer à l'air sur le pont dans la navigation à la surface, comme sur un torpilleur. Les formes extérieures de l'*Aigrette* rappellent celles des autres submersibles, *Sirène*, *Triton*, etc., avec un simple petit brise-lame et un kiosque peu visible.

» Le *Z* a les formes de l'avant beaucoup trop hautes et il est visible de bien plus loin que l'*Aigrette*. Il a deux tubes doubles à l'avant, avec quatre torpilles représentant un poids de 2tx, ce qui l'alourdit considérablement. D'ailleurs, comme nous l'avons dit, il mouille beaucoup et les hommes sont couverts d'embruns sur la passerelle.

» Bref, les expériences qui viennent d'avoir lieu ont consacré de façon indiscutable la supériorité du type *Aigrette* qui apparaît comme le sous-marin offensif de l'avenir, modifiable et perfectible, bien entendu.

» D'après ce que nous croyons savoir, la Commission est de cet avis, mais ne conclut pas que l'on doive pour cela renoncer au sous-marin défensif. C'est ce que nous avons toujours soutenu ici : avoir des submersibles de bonne taille pour l'offensive, des sous-marins de moyenne et petite taille

pour la défensive. Les premiers pourront attaquer sur les côtes ennemies, soit dans les mers du Nord, soit dans la Méditerranée pour l'instant; plus loin, peut-être, dans l'avenir; et c'est par le type submersible que ce résultat sera obtenu, par le type du bâtiment marin. Les autres se cantonneront dans un rôle plus modeste : celui de défendre nos rades, nos passes, nos côtes en général.

» Étant donné le point où nous en sommes rendus, il semble que des submersibles de 400^{tx} et des sous-marins de 100^{tx} au plus feront l'affaire pour le moment.

» Il ressort, en fin de compte, des expériences qui viennent d'avoir lieu à Cherbourg, que nous possédons avec l'*Aigrette* un type de sous-marin offensif fort remarquable, comme aucune autre puissance ne saurait en mettre en ligne à l'heure actuelle. »

ANNEXE N° II.

TABLEAU I. — *Liste des sous-marins construits ou en construction dans les diverses Marines.*

TABLEAU II. — *Progrès du type submersible.*

TABLEAU I. — *Sous-marins construits ou commandés au 1er juin 1907.*

NOMS des puissances.	NOMS DES BATIMENTS.	DATE de la mise en chantiers.	AUTEURS des plans.	NOMBRE de bâtiments.	LONGUEUR.	LARGEUR.	DÉPLACEMENT en navigation à la surface.	DÉPLACEMENT total en plongée.	FLOTTABILITÉ pour 100 du déplacement total.	ARMEMENT.	OBSERVATIONS.
					m	m	t	t			
Angleterre.	Nos 1 à 5	1900	Holland	5	19,35	3,59	106	120	11 ½	1 tube d'étrave	
	Sous-marins. Type *A*	1901-03	Admiralty	13	30,25	3,86	190	204	7	2 tubes	1 type *D*, plus grand, est à l'étude.
	» *B*	1903-04	et	11	41,20	4,12	290?	313	7 ½	id.	
	» *C*	1905-07	Vickers Maxim	19	41,20	4,12	?	313	?	?	
			Total...	48 sous-marins (dont 8 viennent d'être mis en chantier, au lieu de 12 qui étaient prévus au budget de 1907).							
États-Unis.	Sous-marins. *Holland*	1897	Holland	1	16,50	3,13	64	74	13 ½	1 tube d'étrave	
	Type *Adder*	1900	id.	7	19,35	3,59	106	120	11 ½	id.	
	» *Cuttlefish*	1905	id.	3	24,70	?	149	170	12 ½	id.	
	» *Octopus*	1905	id.	1	32	?	238	275	13 ½	id.	
			Total...	12 sous-marins (d'autres sont prévus, nombre non fixé).							
Italie.	Sous-marins. *Tritone*	1892	Pullino	1	18	2,40	47	50	6	Néant	Bâtiment d'essai sans valeur militaire
	Delfino	1895	id.	1	24	2,90	95	107	11	2 app. latéraux	Bâtiment complèt refondu en 1900-1902
	Submersibles : Type *Glanco*	1902	Laurenti	5	42	4,30	175	290	40	2 tubes	
			Total...	2 sous-marins, 5 subm. (7 autres sont prévus au budget).							
Russie.	Sous-marins : *Piotr Koschka*	1900	Kolbasieff et Kouteinikoff	1	16	1,50	?	20		?	Bâtiment d'essai sans valeur militaire
	Type *Holland* (type anglais 1 à 5)	1903	Holland	7	19,35	3,59	106	120	11 ½	1 tube d'étrave	
	Type *Boubnoff*	1901	Boubnoff et Beklemichef	6	23,50	4,26	175	190	8	2 appareils latéraux	
	Forelle	1903	Germania	1	16	1,80	?	30		?	Sans valeur militaire
	Type *Drzewiecki*	1904	Drzewiecki	1	?	?	?	130		2 appareils latéraux	
	Submersibles. *Ossetr* (ex-*Protector*)	1901	Lake	6	20,43	3,105	136	174	22	3 tubes : 2 *N*, 1 R	
	3 subm. type *Lake*	1904	id.	4	36	?	?	500	?	id. ?	
	3 sub. type *Germania*	1904	Germania-Krupp	3	39,20	3,15	190	240	21	1 tube d'étrave	
	Type *Drzewiecki*	1905	Drzewiecki	1	?	?	?	254	?		
			Total...	16 sous-marins et 14 submersibles.							
Japon.	Sous-marins. (type anglais 1 à 5)	1903	Holland	5	19,35	3,59	106	120	11 ½	1 tube d'étrave	
	Holland modifié	1905	id.	2	?	?	?	?	?	id.	
			Total...	7 sous-marins (4 autres sont prévus).							

TABLEAU I (*suite*).

NOMS des puissances.	NOMS DES BATIMENTS.	DATE de la mise en chantiers.	AUTEURS des plans.	NOMBRE de bâtiments.	LONGUEUR.	LARGEUR.	DÉPLACEMENT en navigation à la surface.	DÉPLACEMENT total en plongée.	FLOTTABILITÉ pour 100 du déplacement total.	ARMEMENT.	OBSERVATIONS.
					m	m	t	t			
Allemagne.	Type U_1 (submers. *Germania*).	1905	Germania-Krupp	3	39,90	3,15	190	240	21	1 tube d'étrave	
Suède.	*Hayen* (sous-marin).....	1902	Richson	1	30	3,50	107	120	11	1 tube d'étrave	Ress. au type *Holl.*
Hollande.	*Luctor* et *Emergo* (sous-mar.)	1904	Holland	1	20,10	3,30	106	120	11 ½	1 tube d'étrave	
Autriche.	Submersibles *Lake*.....	1907	Lake	2	?	?	?	?	?	3 tubes : 2 *N*, 1 *R* ?	
FRANCE. Sous-marins.	*Gymnote*.....	1886	G. Zédé	1	17,20	1,80	29,3	31	5 ½	2 appareils T^d et B^d	Sansvaleur militaire
	Gustave-Zédé.....	1889	id.	1	48,50	3,30	266	274	3	1 tube d'étrave	
	Morse.....	1897	Romazzotti	1	36,50	2,75	136	143	5	1 t. d'ét. et 2 ap. T^d et B^d	
	Algérien-Français.....	1899	id.	2	36,50	2,75	147	154	5	id.	
	Type *Farfadet*.....	1899	Maugas	4	41,35	2,90	184	200	7	4 app. T^d et B^d	
	» *Naïade*.....	1901	Romazzotti	20	23,50	2,26	66	69	4 ½	2 app. T^d et B^d	
	Y.....	1901	Bertin	1	43,50	3	213	221	4	2 tubes d'étr., 1 ap. *R*	
	Z.....	1901	Maugas	1	41,85	3	204	220	7	2 tubes *N* doubles	
	X.....	1902	Romazzotti	1	37,40	3,12	168	176	4 ½	1 t. d'étr., 2 app. T et B un appareil *R*	
	Type *Émeraude*.....	1903	Maugas	6	44,65	3,90	392	426	8	6 t. : 2 *N* doubles, 2 *R*	
	» *Guêpe*.....	1904	Petithomme	2	20,55	2,70	45	47	4	?	
	Sous-marin d'essai	1906	Radiguer	1	?	?	560	650	14	?	
			Total...	41							
Submersibles.	*Narval*.....	1898	Laubeuf	1	34	3,75	117	202	42	4 appareils T^d et B^d	
	Type *Sirène*.....	1900	id.	4	33	3,90	157	213	27	id.	
	» *Aigrette*.....	1902	id.	2	35,85	4,05	177	252	29	id.	
	Omega..	1903	Bertin	1	48,90	4,20	304	400	24	2 tubes d'ét., 2 ap. *R*	
	Type *Circé*.....	1904	Laubeuf	2	47,10	4,90	350	490	28 ½	1 t. d'ét., 6 ap. T^d et B^d	
	» *Circé* modifié.....	1905	id.	18	51	5	400	550	27 ½	id.	
		1906	id.	16							
	Submersibles d'essai. N° 1...	1906	Hutter	1	?	?	570	800	29	?	
	Submersibles d'essai. N° 2...	1906	Bourdelle	1	?	?	550	740	24	?	
	Submersibles d'essai. N° 3...	1906	Maurice	1	?	?	360	450	20	?	
			Total...	47 (10 autres sont prévus au budget de 1907)							

TABLEAU II *montrant les progrès du type submersible.*

NOMS DES NATIONS.	BATIMENTS COMMENCÉS				TOTAL.
	AVANT 1902.		DEPUIS 1902.		
	Sous-marins.	Submersibles.	Sous-marins.	Submersibles.	
France	31	5	10	42	88
Angleterre	6	»	32	»	38
États-Unis	8	»	4	»	12
Italie	2	»	»	5	7
Russie	8	1	8	13	30
Japon	»	»	7	»	7
Allemagne	»	»	»	3	3
Suède	»	»	1	»	1
Hollande	»	»	1	»	1
Autriche	»	»	»	2	2
	55	6	63	65	189

PROPULSION DES NAVIRES

PAR MACHINES IRRÉVERSIBLES,

PAR M. LECOINTE,
Ingénieur en chef honoraire de la Marine Belge.

Nous ne reproduirons pas ici l'exposé du mode de fonctionnement des moteurs à combustion intérieure du genre Diesel, nous nous bornerons à énumérer les avantages de leur application à la Marine et notamment à la Marine de guerre.

Nous verrons ensuite les moyens employés pour permettre leur usage à bord des navires, car, étant irréversibles, ils ne peuvent y être utilisés tels quels.

Enfin, nous ferons état du système de transmission électrique Del Proposto et des applications qui en sont déjà faites aujourd'hui.

I. — Avantages du moteur Diesel appliqué à la Marine.

1° *La construction des moteurs Diesel est simple et robuste.* Les machines de ce genre qui fonctionnent à terre ont déjà donné des preuves de leur endurance; elles n'exigent ni condenseurs, ni pompes à air, ni pompes de circulation de condenseur, ni pompes alimentaires.

Chacun des cylindres d'une machine polycylindrique représente une unité complète fonctionnant indépendamment des autres et, dans le cas d'une avarie affectant l'un des cylindres, il suffit de débieller pour que l'on puisse continuer à marcher avec les cylindres restants.

La simplicité des moteurs Diesel se traduit encore par une réduction des frais d'entretien et par une grande facilité de manœuvre et de surveillance.

2° *Sûreté de fonctionnement.* Nous pouvons donner pour preuve de leur sûreté de fonctionnement le service régulier qu'ils ont assuré jusqu'ici dans les ateliers et à bord des navires où ils sont installés.

3° *La consommation de combustible,* à égalité de tonnage et de vitesse, est, *en poids,* quatre à cinq fois moindre qu'avec les machines à vapeur et, *en dépense,* deux à trois fois moindre, selon le prix du naphte.

4° Dans ces conditions, à égalité de poids des machines et de poids du combustible, les bateaux munis de machines Diesel auront un *rayon d'action* quatre à cinq fois plus étendu, ce qui a une importance énorme pour tous les genres de bateaux, mais surtout pour les navires de guerre. Ou bien, à distance franchissable égale, le *deadweight* du bateau sera sensiblement augmenté.

5° *Le combustible étant liquide* offre les avantages suivants :

a. Rapidité et bon marché du chargement;

b. Propreté relative des opérations d'embarquement;

c. Arrimage dans les compartiments à lest d'eau, ou dans les espaces inutilisés d'ordinaire, tels que cellules de double fond, compartiments extrêmes; cette propriété se chiffre par une augmentation sensible de l'espace disponible;

d. Soutes remplies sans interstices;

e. Absence de résidus de la combustion.

6° *Suppression des monte-charges* pour cendres et escarbilles et de l'entretien de ces appareils.

7° *Facilité d'approvisionnement* assez grande, puisque le moteur Diesel utilise des produits hydrocarburés bruts et que la plupart des ports en importent pour la fabrication des pétroles et des naphtes.

8° *Suppression des chaudières,* tuyauteries, cheminées, distillateurs d'eau, réchauffeurs d'eau d'alimentation, sécheurs ou surchauffeurs de vapeur, dégraisseurs, pompes alimentaires et en général de toutes les installations compliquées, coûteuses et encombrantes qui sont nécessaires pour produire la vapeur et la mener aux machines. En même temps, on supprime les frais d'entretien et de renouvellement de ces installations, ainsi que le personnel nombreux nécessaire à la surveillance de leur fonctionnement. La suppression des cheminées débarrasse le pont et rend libre un espace précieux actuellement encombré et inutilisable.

9° *Suppression des chauffeurs et des soutiers.* L'économie porte à la fois sur le salaire et la nourriture de ce personnel. Elle se chiffre facilement pour un bateau donné : on peut l'estimer approximativement, pour 1000^{chx}, à près de 12000^{fr} par an.

10° *Meilleure habitabilité de la salle des machines* par le fait que les enveloppes extérieures des cylindres des moteurs Diesel n'ont pas plus de 60° à 70°, et qu'ils peuvent même être calorifugés. Meilleure habitabilité aussi de tout le navire à cause de la suppression des chaudières.

11° *Mise en marche immédiate du navire.* Le moteur Diesel, on le sait, peut être mis en marche presque instantanément sans aucune opération préliminaire. On supprime ainsi la mise en pression des chaudières et le chauf-

fage préalable des machines qui demandent un temps relativement long et souvent précieux; on bénéficie donc totalement des consommations que ces préparatifs nécessitent. Le moteur Diesel ne consomme de combustible que lorsqu'il tourne; on ne peut pas en dire autant des installations à vapeur ou à gaz pauvre, qui consomment déjà une quantité notable de combustible rien que pour maintenir prêts à alimenter les machines, les chaudières ou les gazogènes.

12° *Réduction des vibrations et des trépidations.* En calant symétriquement les manivelles d'un moteur Diesel à deux ou à quatre cylindres, on fait complètement disparaître la plus grande partie des forces d'inertie, puisque les pistons de ces cylindres sont identiques et que le système est à chaque instant équilibré.

13° *Contrôle facile et continuel de la marche des moteurs* par l'observation de la consommation de combustible, contrôle qui peut être fait très facilement par un compteur automatique ou par un réservoir jaugé.

14° *Les gaz d'échappement* des moteurs Diesel sont incolores et inodores ($CO^2 + Az + H^2O$); en outre, ils ont une température très élevée: on pourra les utiliser soit à distiller de l'eau potable, soit à chauffer ou à ventiler les locaux du bord, soit encore à faire de la glace.

15° Suppression de toute éventualité de *combustion spontanée* du combustible.

II. — Avantages du moteur Diesel appliqué à la Marine de guerre.

1° On a vu que le *rayon d'action* du navire devient quatre à cinq fois plus étendu.

Or, tous les États qui ont des colonies ou des intérêts à défendre dans des pays lointains savent qu'il n'est pas toujours possible, en temps de guerre, de compter sur les stations de ravitaillement de combustible. Une augmentation aussi considérable du rayon d'action rend ces stations à peu près inutiles et augmente en même temps la liberté de manœuvre des escadres. Il est évident que si, pendant la guerre russo-japonaise, l'escadre de l'amiral Rodjestwensky avait été composée de navires munis de machines Diesel, elle serait arrivée à destination bien avant la chute de Port-Arthur; on aurait ainsi évité Shoutsima, et le sort de la guerre aurait peut-être complètement changé.

Une escadre pourvue de moteurs Diesel peut se passer très longtemps de toute base d'opérations. En quittant cette dernière, elle se perd dans l'Océan et arrive tout à fait à l'improviste en un point quelconque du globe. Si, pendant la campagne, il faut tout de même se réapprovisionner en combustible, cela ne présente pas de difficultés graves, vu la quantité relativement petite dont on a besoin et la facilité de la transborder éventuellement en pleine mer par de simples pompes.

2° *Suppression des cheminées* qui limitent le rayon d'action des gros canons [1]. En débarrassant le pont supérieur de toutes les constructions nécessaires au fonctionnement du mécanisme propulseur, on peut augmenter l'angle de tir de l'artillerie et mieux répartir cette dernière. De cette manière, à égalité du nombre et de la puissance des pièces installées à bord, on augmente la puissance du tir dans une direction quelconque; en d'autres termes, on augmente la puissance offensive du navire de guerre.

3° Suppression de toute fumée révélant la présence du navire au loin.

4° *Suppression des larges écoutilles* d'embarquement du charbon, lesquelles trouent parfois dangereusement les ponts.

5° Par suite de leur *hauteur moins grande,* les machines Diesel peuvent être logées plus facilement sous les ponts cuirassés.

6° *Suppression des chaudières* et, par conséquent, augmentation de l'espace disponible et suppression de tout danger pour les soutes à munitions d'artillerie (poudre, projectiles, fusées, etc.).

III. — Objections présentées à l'emploi du moteur Diesel dans la Marine.

1° Le *nettoyage de l'intérieur des cylindres* doit être fréquent, dit-on. Tel est le cas, en effet, quand les moteurs ne sont pas réglés; mais, dans le cas contraire, leur entretien n'a rien d'exagéré. Du reste on peut toujours arrêter momentanément un moteur à bord des navires à deux hélices et dans les autres bateaux les traversées sont généralement de courte durée.

2° Le *prix du pétrole brut* est encore assez élevé dans la plupart des ports. Aujourd'hui on se le procure presque partout à un prix approchant de 50^{fr} à 60^{fr} la tonne [2], soit à deux ou trois fois le prix du charbon suivant les localités. Or, comme les machines à vapeur consomment cinq fois plus de charbon que les moteurs Diesel ne dépensent de pétrole, il s'ensuit que ces derniers moteurs sont partout et en tout état de cause bien plus économiques que les machines à vapeur.

3° On a objecté que la *production de pétrole brut de la terre est limitée,* que, par conséquent, si les moteurs à combustible liquide recevaient une très grande application aux navires, le prix de ce combustible monterait peut-être outre mesure. On peut répondre que, par suite de la faible consommation des moteurs Diesel, il faut déjà que bien des milliers de bateaux marchent avec ce combustible pour que l'augmentation de prix que l'on craint puisse effectivement se produire. Il ne faut pas oublier, en effet, que le pétrole brut sert à la fabrication du pétrole lampant, des benzines, des huiles

---

(1) Voir, à ce propos, la Notice de M. James Mackechnie lue à Londres, à la séance du 20 mars 1907 de la Naval Architects Institution.

(2) Les pétroles destinés à la navigation maritime ne paient de droits d'entrée dans aucun pays.

de graissage, des vaselines, etc., et qu'actuellement c'est surtout la vente de ces produits qui règle le prix du pétrole brut; l'emploi de ce dernier pour la production de la force motrice ne réussira donc peut-être jamais à avoir une influence sensible sur son prix. Enfin, il y a lieu de tenir compte que l'on découvre continuellement de nouveaux gisements de pétrole et que rien ne laisse supposer que la production de naphte de la terre ait atteint son maximum, au contraire.

4° La quatrième remarque est que, jusqu'à présent, les *dépôts de naphte dans les ports sont rares* et qu'un navire actionné au naphte aura des difficultés dans l'approvisionnement de son combustible. Cette remarque n'est pas fondée non plus, car d'abord il ne s'agit pas évidemment de supprimer d'un coup tous les bateaux à vapeur, et, pour commencer, il n'y aura guère de nécessité d'avoir d'importants, ni de nombreux dépôts de naphte. En outre, comme le bateau avec moteurs Diesel a un rayon d'action cinq fois plus grand que le bateau à vapeur, même avec les rares dépôts de naphte existants, ce bateau, tout en naviguant librement suivant les exigences du commerce, finira presque certainement par arriver dans un port où il pourra s'approvisionner de combustible à bon prix.

Enfin, il existe plusieurs pays producteurs de naphte où se trouvent bon nombre de dépôts, et il n'est du reste ni difficile ni bien coûteux d'établir de nouveaux tanks là où le besoin s'en fera sentir.

5° A la réalisation du problème qui nous occupe s'est aussi opposé le fait que l'industrie *ne produit pas les moteurs thermiques puissants nécessaires* à la grande navigation.

Actuellement, cette difficulté semble éliminée, tout au moins en grande partie, car la Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A. G., à Ausburg, construit des moteurs Diesel à 4 cylindres, de 250 EHP par cylindre, soit 1000 EHP pour le moteur entier. Dans un navire à trois hélices, avec un moteur pour chaque hélice, on peut donc avoir une puissance totale de 3000 EHP, soit à peu près 3500 IHP, et cette puissance est évidemment suffisante dans la très grande majorité des cas.

On peut d'ailleurs doubler la puissance totale propulsive par l'emploi de deux moteurs pour chaque hélice; on arriverait ainsi à 7000 IHP.

Dans les conditions actuelles de l'industrie, on ne pourrait pas appliquer immédiatement le système à la propulsion des très gros navires de guerre et des gros transatlantiques, qui demandent des machines motrices encore plus puissantes, mais il y a tout lieu de croire que cette difficulté sera tôt ou tard éliminée.

En effet, dans le moteur Diesel sus-indiqué, la puissance de 1000 HP est obtenue par quatre cylindres à simple effet, fonctionnant à quatre temps et ayant des dimensions relativement modestes.

Il est évident que la puissance de ces moteurs pourra être augmentée par les moyens suivants : 1° construction de cylindres de plus grandes dimen-

sions; ce sera possible en employant l'acier, car ces cylindres sont soumis, en service, à des pressions atteignant 35^{atm} à 40^{atm}; 2° application du fonctionnement à deux temps; 3° construction de moteurs à double effet.

6° La question de *sécurité* a également joué un certain rôle en la circonstance. Des accidents sérieux ont marqué plusieurs tentatives d'application des moteurs *à explosion* à bord des navires. Ces accidents étaient dus à l'emploi de matières volatiles comme les benzines, les pétroles d'éclairage, les alcools, etc.

La pratique a, par contre, démontré que l'on peut, en toute sécurité, chauffer les chaudières d'un bateau avec du naphte brut. Dès lors il est évident que l'emploi des moteurs qui utiliseraient directement ce produit ne peut présenter aucun genre de danger, car, à bord d'un navire ainsi conçu, il n'y a pas de foyer allumé, la combustion se faisant dans les cylindres.

Quelques-uns pensent aussi qu'il est dangereux d'avoir du naphte brut à bord d'un navire de guerre, attendu que, suivant eux, ce naphte peut s'allumer par l'explosion d'un projectile par exemple. Cette crainte n'est pas fondée pour plusieurs raisons : d'abord le naphte peut être emmagasiné dans les cellules du double fond, c'est-à-dire dans la partie du navire entièrement protégée contre les projectiles. Ensuite le naphte, comme on le sait, n'est pas un explosif, attendu que, pour brûler, il a besoin de l'oxygène de l'air; par conséquent, si même un projectile venait à faire explosion dans une des cellules du double fond, il ne pourrait pas allumer le naphte; l'arrivée du projectile serait d'ailleurs accompagnée d'un jet d'eau énergique, puisque ce jet se produirait sous une pression égale à peu près au tirant d'eau du navire. D'ailleurs, si par impossible le naphte venait à s'allumer, l'incendie ne pourrait intéresser que la cellule où l'allumage se serait produit; par la multiplication du nombre de cellules, on peut donc réduire ce danger autant qu'on veut.

7° Le fait que le naphte répand partout, autour de lui, une *odeur désagréable* est aussi exploité contre l'emploi des moteurs à pétrole à bord des navires à passagers.

Nous croyons qu'en prenant certaines précautions on peut éviter absolument cet inconvénient : évacuation des produits de la combustion par une cheminée assez élevée; isolement de la chambre des machines; étanchéité parfaite des soutes à naphtes; ventilation parfaite, dans un sens déterminé, des divers compartiments.

8° Le *poids des moteurs à hydrocarbures* est très élevé, dit-on. Le fait est dû à ce que ces moteurs sont à simple effet, à quatre temps, et que leurs cylindres sont soumis à de très fortes pressions. Enfin, leur nombre de tours est forcément limité et l'industrie n'a jusqu'ici qu'utilisé la fonte à la confection de leurs pièces importantes. Il est évident que l'emploi de l'acier, l'usage d'un plus grand nombre de tours et l'étude soignée des mécanismes peuvent amener à une réduction de poids relativement importante, et ce

sans tenir compte, au surplus, de l'adoption éventuelle du *double effet* et du fonctionnement *à deux temps.*

On est arrivé ainsi à concevoir des moteurs Diesel du type marin quatre temps, simple effet, qui ne pèsent pas plus de 50^{kg} à 100^{kg} par IHP pour des puissances de 500^{chx} à 1000^{chx} avec 300 et 150 révolutions à la minute, c'est-à-dire la moitié environ du poids des machines à vapeur actuelles avec leurs chaudières remplies et leurs accessoires.

9° Les *brevets* qui ont protégé jusqu'ici la fabrication des moteurs Diesel ont aussi retardé leur application à la Marine, car ils ont notablement limité le nombre des constructeurs de ces machines, et les prix de ces dernières ont été maintenus très élevés.

La déchéance depuis cette année desdits brevets en Allemagne va peut-être modifier cet état de choses, en Allemagne tout au moins.

10° Enfin, les moteurs à gaz ou à hydrocarbures doivent toujours *tourner dans le même sens et à des vitesses sensiblement constantes,* obligation qui n'est pas de nature à satisfaire aux conditions d'une machine marine, laquelle doit pouvoir se manœuvrer pratiquement et économiquement dans les deux sens et à des vitesses essentiellement variables selon les besoins.

Pour remédier à ces inconvénients, plusieurs systèmes ont été imaginés.

IV. — **Modes divers de transmission.**

Citons entre autres :

a. Les hélices à ailes réversibles;

b. L'équipage de poulies coniques [1] à renversement;

c. Deux hélices à pas contraire qui peuvent être, à volonté, embrayées ou désembrayées;

d. L'usage de propulseurs à réaction (jet d'eau);

e. L'emploi d'une transmission électrique directe : le moteur commandant une dynamo, laquelle actionne un électro-moteur calé sur l'arbre porte-hélice;

f. L'adoption du système Del Proposto.

a. L'hélice à ailes réversibles est surtout employée pour les petites embarcations et les remorqueurs de faible puissance; ce moyen n'est guère applicable aux gros navires qui doivent tenir la mer des mois entiers et qui disposeraient ainsi d'un propulseur compliqué offrant peu de sécurité. Au surplus, le rendement de l'hélice n'est satisfaisant que pour une seule allure.

b. Le dispositif à engrenages ou à friction a été essayé pour d'assez grandes puissances, mais il n'a pas donné de résultats très satisfaisants : les engrenages sont bruyants; les chocs de l'hélice amènent des ruptures de

[1] Dentées ou à friction.

dents fréquentes; les manœuvres sont difficiles; l'installation est assez délicate et nécessite un embrayage spécial.

c. L'emploi de deux hélices à pas contraire exige deux arbres, l'un creux, l'autre plein tournant dans le premier, et il conduit à un poids mort relativement grand. Cette disposition ne convient guère que pour les petits bateaux.

d. Le quatrième système emploie la réaction d'un jet d'eau animé d'une certaine vitesse et dirigé soit vers l'arrière ou vers l'avant, pour la marche « avant » ou « arrière ». Essayé à plusieurs reprises déjà, il n'a guère donné jusqu'aujourd'hui un rendement acceptable.

e. Par contre, la transmission électrique fonctionne très bien, mais elle a l'inconvénient de faire entrer, dans son économie, le rendement de deux appareils, la dynamo et l'électro-moteur, circonstance qui diminue l'effet utile de 15 à 20 pour 100.

f. Enfin, le système Del Proposto que nous allons examiner dans ses détails.

Pour l'étudier, nous l'adapterons au moteur Diesel qui donne une solution générale du problème de la combustion des combustibles liquides et que nous considérons comme l'un des plus aptes à être appliqué à la navigation, et ce pour les raisons que nous avons déjà citées, et pour d'autres que nous ferons ressortir dans la suite.

Nous ajouterons cependant que le système Del Proposto peut s'appliquer à n'importe quel système de moteurs à vitesse constante et tournant dans un seul : soit moteurs à gaz, à hydrocarbures, turbines à vapeur, turbines à gaz, etc.

V. — Description et avantages du système de transmission Del Proposto.

Passons maintenant à la description du système de transmission spéciale qui fait l'objet de la présente Notice.

Tout système de l'espèce doit évidemment répondre aux trois conditions suivantes :

a. Il doit être aussi simple que possible et il ne peut comprendre ni roues dentées, ni poulies, ni chaînes, ni courroies; ces divers organes n'offrent pas assez de sécurité et sont généralement trop bruyants.

b. Le système ne doit pas absorber inutilement du travail, ce qui se traduit toujours par un surplus de frais de premier établissement, de combustible, de surveillance, d'entretien, etc.

c. Enfin il doit permettre les manœuvres rapides de renversement de marche et les changements d'allures assez brusques du propulseur.

A cet effet, M. Del Proposto utilise le système électrique de transmission : la machine motrice est pourvue d'une dynamo génératrice, et

l'arbre de l'hélice, qui n'est pas relié à l'arbre moteur, porte un électromoteur qui est alimenté par le courant de la dynamo génératrice. Un rhéostat intercalé permet de régler la vitesse de l'hélice dans un sens ou dans l'autre.

Le problème mécanique de la transmission est ainsi résolu, car les machines électriques sont actuellement si simples, si solides, si sûres, que la possibilité de leur application à la marine ne peut même plus, selon nous, faire l'objet d'une discussion.

Toutefois, un tel système présente, comme nous l'avons dit, un inconvénient de nature économique : il est évident, en effet, que si la transmission entre la machine et l'arbre d'hélice est toujours faite par l'intermédiaire de la dynamo et de l'électro-moteur, elle occasionnera une perte de 15 pour 100 au moins de la puissance effective de la machine, d'où 15 pour 100 de plus de poids, de capital engagé, de consommation de combustible, d'entretien, etc.

Pour éliminer cette perte et les conséquences qui en résultent, il faudrait que, en marche normale, la machine motrice attaquât directement l'arbre de l'hélice et que le système de transmission employé n'entrât en jeu que quand il faut modifier sensiblement la vitesse ou renverser le sens de la marche, c'est-à-dire pendant les manœuvres ou bien au cours d'un voyage en gros temps, en brouillard, etc. (1).

Étant donné que les dernières circonstances peuvent être considérées comme exceptionnelles et qu'elles n'ont qu'une durée très courte par rapport à la durée de la traversée, il est évident que les pertes subies au cours de ces éventualités sont quasi-négligeables, et l'on peut dire que, pratiquement, un tel système serait équivalent à l'attaque directe permanente du propulseur par son moteur.

Signalons au surplus que, outre l'inconvénient économique ci-dessus, la transmission électrique *permanente* en aurait d'autres :

1. L'entretien des machines électriques serait plus élevé que dans le système Del Proposto, parce qu'elles seraient toujours en fonctionnement.

2. Si les machines électriques venaient à être mises hors d'usage, et cela pourrait d'autant plus aisément se produire que ces machines serviraient d'organes *permanents* de transmission, le bateau serait immobilisé sans remède possible. Avec le système Del Proposto et dans ces circonstances, la marche *en avant* peut tout au moins être obtenue.

3. Dans le système de transmission électrique permanent, les machines électriques doivent être très largement calculées, puisqu'elles fonctionnent sans cesse à pleine charge. Avec le système Del Proposto, ces machines

(1) Notons toutefois que la vitesse du moteur Diesel peut être réduite de 50 pour 100 à l'aide d'un dispositif spécial du régulateur.

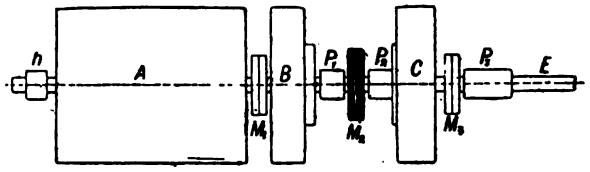
peuvent être plus petites [1], car on peut les surcharger, attendu qu'elles ne servent que durant les manœuvres, lesquelles se font en général à vitesse réduite et ont une durée relativement courte.

4. Enfin, avec l'emploi exclusif de deux machines électriques, on est obligé de donner à la machine motrice une puissance de 15 pour 100 au moins plus forte que celle dont on a rigoureusement besoin, car en tout temps le rendement général des mécanismes est affecté des deux coefficients de réduction desdits engins électriques. Avec le système Del Proposto, cet inconvénient n'existe pas.

Voici comment le problème est réalisé par ce système :

Sur le prolongement de l'arbre porte-hélice E se trouvent installés, entre la machine motrice A et le palier de recul P_3, une dynamo B et un moteur électrique C qui peut être alimenté par la dynamo B et qui a, à peu près, la même puissance que cette dynamo.

Fig. 1.



LÉGENDE.

A, Moteur Diesel.
M_1 et M_3, Manchons d'accouplement fixes.
M_2, Embrayage électromagnétique ou mécanique.
P_1 et P_2, Paliers.
P_3, Palier de recul.
B, Dynamo génératrice.
C, Électromoteur.
E, Arbre porte-hélice.
h, Petite dynamo excitatrice pour l'embrayage magnétique M_2 et, éventuellement, pour les machines électriques B et C.

L'électromoteur C est relié constamment à l'arbre E à l'aide du manchon d'accouplement M_3; un manchon analogue M_1 accouple la dynamo directement au moteur A; entre la dynamo B et l'électromoteur C est placé un *embrayage mécanique ou électromagnétique* [2] M_2 fonctionnant au moyen du courant fourni par la dynamo B, ou encore par une petite dynamo *h* placée à l'extrémité opposée de l'arbre moteur et qui peut servir, en outre, de dynamo excitatrice pour les machines B et C.

La dynamo B fonctionne comme source de courant et, en même temps, comme volant pour la machine motrice A, dont la marche sera par consé-

---

(1) Moitié ou trois quarts moindres que les machines motrices.

(2) Système de Bovet, Vulcain ou autre.

quent régularisée par tour, même dans le cas d'une réduction de vitesse ou d'un renversement de marche de l'hélice propulsive.

Lorsque la machine A est arrêtée, l'embrayage M_2 est découplé et, par conséquent, la mise en marche de A est sensiblement facilitée, puisqu'elle se fait à vide.

Pour mettre l'hélice en mouvement et effectuer les manœuvres préalables à la marche normale en mer, l'embrayage M_2 est disconnecté et l'effort est transmis électriquement de B à C.

Quand il y a lieu de courir régulièrement pleine vapeur, l'embrayage M_2 est connecté. A ce moment, le nombre de tours réalisé par l'arbre porte-hélice est toujours un peu inférieur à celui de l'arbre moteur; il s'ensuit que l'entraînement de l'embrayage pourrait produire un choc préjudiciable aux mécanismes, car le contact magnétique se fait assez brusquement. On obvie à cet inconvénient en lubrifiant les contacts de l'embrayage de façon à permettre un certain glissement avant l'adhérence définitive. On peut aussi, au besoin, faire tourner l'arbre de l'hélice à la même vitesse que celui de la machine, en surchargeant momentanément le moteur A et l'électromoteur C.

Une fois le moteur en mouvement, les dynamos B ou *h* fourniront le courant à l'embrayage M_2 qui sera dès lors couplé, et l'hélice tournera à la même vitesse que A, car, dans ces conditions, la machine attaquera directement l'arbre d'hélice.

La dynamo B ainsi que l'électromoteur C tournent et fonctionnent tous deux comme volants pour A, mais ils ne donnent pas de courant (sauf éventuellement à l'embrayage magnétique), de sorte que la transmission entre la machine A et l'arbre de l'hélice se fait sans perte d'énergie, à part, bien entendu, l'insignifiante absorption de l'embrayage électrique [1].

Lorsqu'il y aura lieu de manœuvrer ou de marcher à un nombre de tours d'hélice sensiblement inférieur à celui normal de la machine, on débrayera le manchon M_2. Cette opération pourra se faire sans à-coup pour le moteur, en ayant soin de ne pas réduire brusquement le nombre de tours du propulseur.

Enfin, par les moyens ordinaires connus pour le réglage des moteurs électriques, on pourra faire rapidement et exactement tous les changements que l'on voudra obtenir dans l'allure et dans le sens de la vitesse du propulseur.

Comme, au cours des manœuvres, on ne change que la vitesse ou le sens de rotation de l'hélice, de son arbre et de l'induit du moteur C, et comme, d'autre part, l'inertie de ces parties est une très petite fraction de l'inertie de toutes les parties en mouvement, il en résulte que les opérations nécessaires

---

[1] A peine $\frac{1}{100}$ de la puissance totale à transmettre. [Voir *Les embrayages*, de M. Euverte (*Revue de Mécanique*, mars et novembre 1902).]

aux manœuvres du navire peuvent être faites très rapidement. Cette rapidité peut même d'ailleurs être considérablement augmentée en faisant agir le moteur C comme frein électrique pour arrêter rapidement l'arbre d'hélice lors du renversement de sens dans la marche.

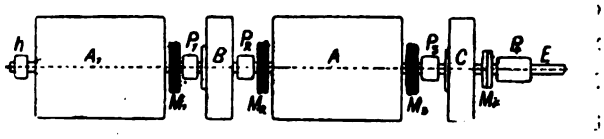
D'autre part, si l'embrayage M_2' est magnétique ou électromécanique, toutes les opérations à faire produire au mécanisme propulseur pendant les manœuvres (à l'exception toutefois de la mise en marche et de l'arrêt des machines motrices) peuvent être faites d'un point quelconque du navire, de la passerelle de vigie par exemple, et cela même sans prévenir le personnel des machines, lequel n'est chargé que de la surveillance de la régularité de marche du moteur, ainsi que du graissage et de l'entretien général des appareils. On comprend que ce personnel peut dès lors être réduit à un ou deux machinistes de garde (de préférence un spécialiste électricien).

Notons qu'on peut, si on le désire, faire donner en cours de route, à la dynamo B ou à l'électromoteur C, le courant nécessaire à l'éclairage du bateau, à la manœuvre du gouvernail ou à tout autre appareil de bord susceptible d'être mis en marche à l'aide du courant électrique.

Une fois dans le port, on peut aussi utiliser tout ou partie du grand moteur, à faible charge, pour engendrer le courant nécessaire à la manœuvre des grues, guindeaux, cabestans, etc., tous engins qui peuvent être mis en mouvement par des électromoteurs [1].

Une disposition analogue peut être employée quand deux machines motrices attaquent le même arbre : la figure ci-dessous montre la réalisation d'une disposition de ce genre :

Fig. 2.



LÉGENDE.

A et A_1, Moteurs Diesel.
M_4, Manchon d'accouplement fixe.
M_1, M_2, M_3, Embrayages électromagnétiques ou mécaniques.
P_1, P_2, P_3, Paliers.
P_4, Palier de recul.
B, Dynamo génératrice.
C, Électromoteur.
E, Arbre porte-hélice.
h, Petite dynamo excitatrice des embrayages magnétiques ou de B et C.

Dans ce cas, outre les avantages de la disposition déjà décrite, on aura

---

[1] Il sera peut-être préférable d'établir une petite station centrale électrique spéciale avec moteur Diesel pour les services auxiliaires du bord.

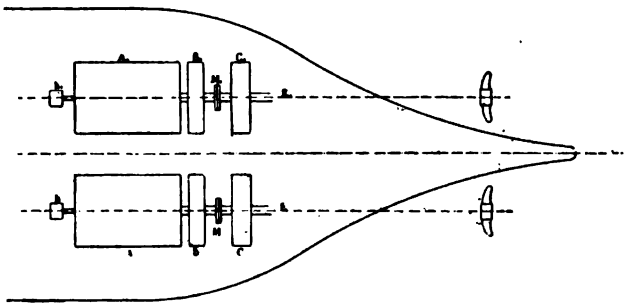
celui de ne pas devoir arrêter la marche du navire si une des machines motrices venait à être mise hors de service.

En effet, si la machine avariée est A_1, il suffit de découpler l'embrayage M_1; si c'est la machine A qui est hors de service, on découple les embrayages M_2 et M_3, et l'on effectue la transmission entre A_1 et l'arbre de l'hélice par l'intermédiaire de la dynamo B alimentant le moteur C. Dans les deux cas, la machine hors de service est arrêtée, ce qui permet les réparations sans faire stopper le navire. Dans cette disposition, M_1, M_2 et M_3 doivent être des embrayages magnétiques ou mécaniques et M_4 un manchon fixe.

Il est à observer ici qu'à défaut de l'emploi des embrayages magnétiques, qui pourraient ne pas donner en mer les services qu'on est en droit d'attendre d'eux d'après les résultats qu'ils ont donnés sur terre, on ferait usage d'embrayages mécaniques mis en mouvement par l'eau, l'air comprimé, l'électricité ou par tout autre moyen qui puisse produire rapidement le couplage et le découplage des arbres.

Appliquée aux navires à hélices jumelles, la transmission Del Proposto offre en outre des avantages propres à ce système :

Fig. 3.



1° *A la mer :* En cas d'avarie à l'un des moteurs A, le moteur A_1 peut actionner les deux électromoteurs C et C_1 en même temps; la marche de ces deux derniers pouvant d'ailleurs être réglée séparément, ce qui permettrait de se diriger même avec une avarie au gouvernail.

2° *Dans les ports :* Elle facilite les manœuvres par suite de l'instantanéité et de l'exactitude des mouvements commandés; elle peut même, dans certains cas, réduire ou même supprimer l'emploi des remorqueurs.

Aux nombreux avantages qui sont cités plus haut, il faut encore mentionner les suivants en faveur du système Diesel-Del Proposto :

1° *Le poids et le prix* des installations *Diesel-Del Proposto* sont inférieurs et, dans tous les cas, ne sont pas supérieurs à ceux des installations à vapeur, et leur encombrement est notablement moindre. Il faut tenir compte, en effet, de ce que les engins électriques ne doivent avoir que la moitié ou les

trois quarts au plus de la puissance des machines motrices auxquelles ils sont attelés.

2° La disposition brevetée se prête admirablement à la *centralisation*, entre les mains du capitaine, de toutes les manœuvres du navire, le machiniste ne faisant que surveiller la marche des moteurs. On appréciera les avantages de cet arrangement au point de vue de la simplicité et de la rapidité des mouvements du bâtiment, ainsi que de sa sécurité, surtout pour éviter les collisions.

3° Le dispositif se prête, comme on l'a vu plus haut, à la commande électrique des *appareils auxiliaires* du pont, et ce, éventuellement, au moyen de la dynamo génératrice. De ce chef on peut réaliser une économie très sensible de combustible, car, dans les bateaux actuels, ces services sont assurés par de petits moteurs plus ou moins bien conditionnés et alimentés par des tuyauteries assez longues, assez encombrantes et consommant beaucoup de vapeur.

4° En employant le système *Diesel-Del Proposto*, on *simplifie considérablement toutes les installations du bord*, on centralise dans les machines principales la production de la force motrice nécessaire au fonctionnement de tous les appareils installés à bord, et, par conséquent, on réduit dans une forte mesure l'équipage et les frais d'entretien de toute l'installation.

5° *L'interposition d'embrayages électromagnétiques* entre la machine motrice et l'arbre propulseur évite le plus grand nombre des cas de rupture d'arbres et d'hélices, attendu que les embrayages fonctionnent comme de véritables appareils de sûreté en permettant un glissement des plateaux lors de la production d'efforts de tension dangereux pour les différentes parties des mécanismes moteurs.

6° *Contrôle facile de l'état des hélices et de la carène* par la mesure que l'on peut faire, à tout instant, de la puissance absorbée par l'arbre propulseur pour une vitesse déterminée. Cette mesure peut être obtenue en faisant fonctionner la transmission électrique pendant un certain temps et en mesurant la puissance absorbée par l'électromoteur au moyen d'un wattmètre ou d'un voltmètre avec ampèremètre. On pourra ainsi constater l'accroissement éventuel de la résistance occasionnée par les vents, par les courants ou par la salissure des œuvres vives et procéder en temps utile au nettoyage de la coque.

Nous avons fait un calcul comparatif des frais d'exploitation d'un cargo à vapeur et d'un même cargo muni de machines *Diesel-Del Proposto* (6200^{t} de déplacement total) et nous sommes arrivé à la conclusion que le système *Diesel-Del Proposto* donne des économies annuelles égales à 8,5 pour 100 de la valeur du bateau.

En somme, les dispositions qui précèdent résolvent théoriquement et pratiquement le problème de la propulsion des navires par des moteurs tournant dans un seul sens et à vitesse constante.

VI. — Applications réalisées du système Diesel-Del Proposto.

Trois navires sont actuellement munis des appareils en question; ce sont les SS. *Vandale, Venoge* et *Sarmat;* tous trois ont donné pleine et entière satisfaction à leurs armateurs.

Vandale. — On a déjà fait, en différents pays, plusieurs applications de la transmission électrique pour l'attaque des hélices de bateaux. La plus importante, à notre connaissance, a été faite par la Société Nobel frères, de Saint-Pétersbourg, qui, depuis 1903, a en service le *Vandale,* un bateau-citerne de 1100t de déplacement (représenté à la planche I) destiné au transport du pétrole sur le Volga et la mer Caspienne. Le système de propulsion de ce bateau est constitué par trois groupes électrogènes installés au milieu de la coque et composés chacun d'un moteur *Diesel* à trois cylindres de 120 EHP et 240 tours attaquant une dynamo à courant continu de 87 kilowatts à 500 volts; les trois dynamos fournissent le courant respectivement à trois électromoteurs de 75 kilowatts calés sur les trois arbres d'hélice. La marche de chaque hélice peut être réglée séparément par trois combinateurs installés sur le pont du bateau; le réglage est fait, pour chaque groupe dynamo-électromoteur, en agissant sur le courant d'excitation de la dynamo, courant qui est fourni par une petite dynamo excitatrice calée sur l'arbre de la dynamo principale, les induits de la dynamo et de l'électromoteur étant reliés entre eux par des connexions directes et invariables. Ce système de réglage de l'électromoteur a l'avantage de permettre les manœuvres en agissant sur des courants faibles (courants d'excitation) et, par conséquent, de se passer des gros rhéostats qui seraient indispensables si le réglage de la marche des électromoteurs était fait, comme d'ordinaire, en agissant sur le courant principal. Ce système de réglage a très bien fonctionné sur le *Vandale;* il est d'ailleurs analogue à celui qui est employé pour le réglage des machines électriques d'extraction des mines. Ainsi, par exemple, sur le *Vandale,* pour passer de la pleine marche avant à la pleine marche arrière des propulseurs, il ne faut que 8 à 10 secondes!

Les groupes générateurs, les électromoteurs et les combinateurs pour la manœuvre sont installés sur le navire à différentes places, invisibles l'une de l'autre; il s'ensuit que les machinistes qui sont aux groupes électrogènes ne savent même pas dans quel sens et à quelle vitesse tournent les hélices; le personnel qui est aux électromoteurs le sait, mais il ne pourrait rien y changer, même s'il le voulait, puisque les organes de manœuvre ne sont pas à sa portée; le pilote, qui est sur le pont, dirige et manœuvre seul le bateau de ses propres mains, et cela sans jamais communiquer avec le personnel des machines.

Venoge. — Ce steamer est la propriété de la Compagnie générale de Navigation sur le lac Léman.

Dans ce bateau, le moteur *Diesel* est à 2 cylindres, il développe 45 à 50 EHP à 260 tours par minute; la génératrice a été prévue pour marcher à voltage variable de 0^{volt} à 110^{volts} et pour fournir une puissance normale de 20 EHP pouvant être poussée, au moment de l'embrayage de M, jusqu'à 40 EHP. Le moteur *Diesel* pour le *Venoge* a été fourni par MM. Sülzer frères à Winterthur, l'installation électrique par la *Compagnie de l'Industrie électrique et mécanique, brevets Türy*, à Genève; le bateau est en service régulier depuis mai 1905.

Sarmat. — Outre son adaptation au *Venoge,* le système *Del Proposto* a a été appliqué, par la Société Nobel frères, de Saint-Pétersbourg, au bateau-citerne *Sarmat,* représenté à la planche III. La coque du *Sarmat* est identique à celle du *Vandale;* les deux bateaux diffèrent seulement par leur disposition intérieure et surtout par les mécanismes moteurs. Le *Sarmat* a été mis en service en mai 1905 et le système *Del Proposto* lui a été appliqué comme un perfectionnement de la transmission électrique permanente que l'on avait appliquée au *Vandale.* Le Tableau suivant résume les données principales relatives aux machines de ces deux bateaux et il permet de faire des comparaisons intéressantes.

BATEAUX.	PAR MOTEUR *Diesel.*					PAR GROUPE GÉNÉRATEUR.					PAR ÉLECTRO-MOTEUR.		Poids total avec accessoires.	VITESSE EN NŒUDS.	
									Excitatr.						
	Nombre d'hélices.	Nombre de cylindres.	EHP.	Tours par minute.	T. poids.	Kilowatts.	Voltage.	T. Poids.	Kilowatts.	T. poids.	Kilowatts.	T. Poids.		Lége.	En charge.
Vandale.....	3	3	120	255	16	87,5	500	4,5	20	1,7	75	4,2	81	8	7,4
Sarmat.....	2	4	180	240	19	125	220	5,7	12	1,5	112	5,5	65	8,6	8,1

Il résulte de ces données que, sur le *Vandale,* le poids du mécanisme moteur par cheval effectif sur l'arbre d'hélice, en admettant que la transmission électrique ait un rendement de 0,85, est de

$$\frac{81\,000}{360 \times 0,85} = 285^{kg},$$

tandis que sur le *Sarmat* il est de

$$\frac{65\,000}{360} = 180^{kg}.$$

Avec la même puissance de machines motrices, soit 360 EHP, le *Sarmat* a une vitesse en charge de $8^{n},1$, tandis que le *Vandale* a $7^{n},4$, et cela est dû

exclusivement à l'application du système *Del Proposto*. Ce dernier n'a cependant pas été tout à fait bien appliqué au *Sarmat*, car les machines électriques y ont la même puissance que les moteurs *Diesel*, comme pour la transmission électrique permanente, ce qui est inutile. Si le système avait été appliqué régulièrement comme à bord du *Venoge*, on aurait pu faire une économie très sensible dans les frais de premier établissement et diminuer de plusieurs tonnes le poids total du mécanisme moteur.

VII. — Projet d'application des mécanismes Diesel-Del Proposto à un navire marchand (1).

La planche VII ci-après donne les aménagements généraux d'un navire de mer à trois hélices dont voici les dimensions principales :

Longueur entre perpendiculaires	420 pieds = 128^{m},10
Largeur au fort	49 $\frac{1}{2}$ pieds = 15^{m},10
Creux sous le pont principal	32 pieds = 9^{m},76
Tirant d'eau Æ en charge	24 $\frac{1}{2}$ pieds = 7^{m},47
Déplacement total en charge	10750 tonnes de 1000^{kg}
Poids-mort en marchandises	5250 tonnes de 1000^{kg}
Tonnage enregistré net	2240 tonnes de 100 pieds cubes
Puissance des moteurs *Diesel*	3500 IHP ou 3000 EHP
Consommation de combustible par EHP-heure	200^{g}
Approvisionnement en combustible	600 tonnes
Vitesse maxima	13 nœuds
Distance franchissable à 10 nœuds	20000 milles

Passagers.

Nombre de passagers de cabine	60
Nombre de passagers de 2e classe	60
Nombre de passagers de 3e classe	900

La spécification de chaque machine est la suivante :

Nombre de cylindres	4
Diamètre des cylindres	700^{mm}
Course des pistons	770^{mm}
Nombre de tours par minute	150
Puissance normale de chaque groupe	1000 EHP
Poids d'une des trois machines	110 tonnes
Puissance normale de chaque dynamo	670 HP
Puissance normale de chaque électromoteur	670 HP

(1) Projet élaboré par M. K.-P. Boklewsky, professeur de construction navale à l'Institut polytechnique de Saint-Pétersbourg.

Poids d'une des trois installations électriques	60 tonnes	
Poids d'un des embrayages électromagnétiques	3 »	
Poids d'un des propulseurs avec ses arbres	15 »	
Poids total des mécanismes complets	564 »	(1)
Poids des mécanismes par EHP	188kg	
Poids des mécanismes par IHP	160kg	

C'est là un type de navire qui conviendrait parfaitement à la *Flotte volontaire russe* ou à la *Compagnie russe de navigation* pour assurer un service d'Odessa à Vladivostok et retour sans s'approvisionner de combustible en route.

Le navire projeté a trois hélices; par comparaison avec celui à deux hélices, il présente les avantages suivants :

1° En faisant marcher à la fois les trois moteurs, on fera 13 nœuds à l'heure;

2° Si l'on arrête le moteur du milieu on disposera des $\frac{2}{3}$ de la puissance totale; les machines en marche travailleront à pleine charge et, par conséquent, dans des conditions normales, conditions impossibles à réaliser sur un bateau muni de deux machines, puisque celles-ci marcheraient alors à une charge forcément réduite ($\frac{2}{3}$);

3° En cas où l'on aurait besoin d'un tiers seulement de la puissance, on ne ferait marcher que le moteur du milieu, toujours à pleine charge;

4° Enfin, on peut réduire au besoin la puissance propulsive et la vitesse de rotation de l'hélice à $\frac{1}{16}$ de la puissance totale en diminuant la quantité de naphte injectée à l'admission.

Ce n'est qu'en dehors de ces allures qu'on fera usage de la transmission électrique pour la marche *en avant*.

Comme nous l'avons vu, la puissance nécessaire pour marcher à la vitesse de 10 nœuds est de 1,150 EHP. Si nous voulons, par conséquent, ne faire usage que d'un moteur, ce qui est très important au point de vue de la consommation de combustible, nous devrons prévoir pour la machine du milieu la possibilité de marcher à 180 tours au lieu de 150.

VIII. — Projet d'application des mécanismes Diesel-Del Proposto à une canonnière de 1316 tonnes.

La planche VIII ci-après donne la disposition générale d'une canonnière munie de moteurs Diesel avec commande électrique Del Proposto (2).

---

(1) Ce poids semble exagéré, car un groupe de 1000 EHP à 150 tours peut ne peser que 47600kg. Trois groupes avec hélice et arbres pèseraient 3(147600 + 15000) = 488 tonnes, soit 162kg,5 par EHP ou 138kg par IHP, poids qui est de 20 pour 100 environ inférieur à celui des mécanismes des paquebots à vapeur.

(2) Projet élaboré par M. K. P. Boklewsky, professeur de construction navale à l'Institut polytechnique de Saint-Pétersbourg.

En voici les dimensions principales :

Longueur entre perpendiculaires	220 pieds = $67^m,10$
Largeur au fort	37 pieds = $11^m,28$
Tirant d'eau Æ en charge	$10\frac{3}{4}$ pieds = $3^m,28$
Déplacement en charge	1316 tonnes
Vitesse maxima	13 nœuds
Puissance correspondante des moteurs	1400 IHP
Consommation par EHP et par heure	$0^{kg},200$
Approvisionnement de combustible	155 tonnes
Distance franchissable à $10\frac{1}{2}$ nœuds (pour IHP = 700)	18000 milles

D'autre part, les proportions des mécanismes sont les suivantes :

Nombre d'hélices et de machines	2
Nombre de cylindres par machine	4
Diamètre des cylindres	500^{mm}
Course des pistons	540^{mm}
Nombre de tours par minute	230
Puissance normale de chaque machine	600 EHP
Poids de l'ensemble des deux machines Diesel	80 tonnes
Puissance de la dynamo	400 EHP
Puissance de l'électromoteur	400 EHP
Poids des installations électriques	108 tonnes
Poids des deux embrayages électromoteurs	4 »
Poids des propulseurs, arbres, etc.	24 »
Poids total des mécanismes	216 »
Poids par EHP	180^{kg}
Poids par IHP	160^{kg}

Une canonnière à vapeur de mêmes dimensions est pourvue, en général, de 250 tonnes de charbon. A la vitesse de $10\frac{1}{2}$ nœuds, à laquelle correspond une puissance de 700 IHP, le rayon d'action de cette canonnière est de 3500 milles marins environ. En admettant la même quantité de naphte embarquée sur la canonnière du projet et une consommation par EHP de $0^{kg},2$, le rayon d'action de la canonnière sera de 18000 milles marins.

Ce résultat, qui permettrait d'aller de Kronstadt à Vladivostok, par le cap de Bonne-Espérance, sans s'approvisionner de combustible, indique clairement aux ingénieurs russes de constructions navales la voie à suivre dans l'étude et la construction de leurs futurs bateaux de guerre.

BIBLIOGRAPHIE.

1. *Les embrayages,* par M. Euverte (*Revue de Mécanique,* novembre 1901, p. 516; avril 1902, p. 315; octobre 1902, p. 313; avril 1903, p. 342, et juillet 1903, p. 17).

2. *De l'emploi des moteurs à pétrole,* par M. J. Pérard (Société des Ingénieurs civils de France, 1903).

3. *Principaux gisements de pétrole du monde,* par L. Demaret (Société belge des Ingénieurs et des Industriels à Bruxelles, 1903).

4. *Les moteurs à gaz,* par Polli (Le journal *Le Vulcain,* 5, rue Anneessens, Bruxelles).

5. *Quelques applications de l'électricité dans les constructions navales,* par Léon Gerard (Société belge d'Électriciens à Bruxelles, juillet 1901).

6. *Les installations électriques à bord du croiseur portugais* Rainha Amelia, par M. Croneau (*Bulletin de l'Association technique maritime française,* 1900, n° 11).

7. *Note sur les installations électriques à bord des bâtiments de combat,* par M. G. Maugas (*Mémorial du Génie maritime de France,* 3e série, fascicule II, 1901).

8. *Brevet du changement de marche Diesel-Dyckhoff* (*Revue de Mécanique,* 3 mars 1901, p. 374).

9. *Steam Turbine-propulsion for marine purposes,* par M. A. Rateau (Paris), conférence donnée au Congrès des Naval Architects de Londres (25 mars 1904).

10. *Propulsion des navires par machines irréversibles,* par MM. C. Del Proposto et A. Lecointe (extrait du *Bulletin de la Société belge d'Électriciens,* t. XXII, 1906). Traduit en allemand et en anglais.

ÉLÉMENTS

DE LA

MÉCANIQUE DU CHOC,

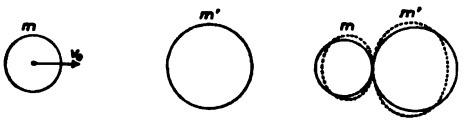
PAR LE COMTE DE MAUPEOU D'ABLEIGES,
Directeur du Génie maritime.

I. — THÉORIE CLASSIQUE.

Appelé par nos fonctions à suivre pendant 14 ans, au polygone de Gâvres, les essais au canon des blindages de la Marine, notre attention s'est trouvée tout spécialement attirée sur les phénomènes du choc dont nous étions témoin chaque semaine. Désireux de bien nous rendre compte de ce qui se passait sous nos yeux, nous avons commencé par revoir la théorie du choc que donnent tous les Ouvrages de Physique et de Mécanique. Cette théorie classique peut se résumer de la manière suivante :

Formules. — On considère deux sphères élastiques et homogènes qui se rencontrent, et l'on distingue deux périodes dans le phénomène; pour plus de simplicité, nous admettrons que la petite sphère seule est en mouvement.

Fig. 1.



Période de compression. — La poussée de la petite sphère sur la grosse et la réaction de celle-ci, qui se produisent au point de contact, sont égales et contraires. Ces forces compriment et déforment progressivement les sphères, le mouvement de la petite se ralentit et celui de la grosse s'accélère.

Postulatum. — Tous les auteurs admettent, plus ou moins explicitement,

qu'il y a un moment où les deux sphères ont même vitesse

$$v_1 = v'_1 = u,$$

lorsque la distance des centres de gravité est minima et que les efforts et les déformations sont maxima.

Période de détente. — Les sphères se détendent en vertu de leur élasticité à la façon d'un ressort, elles reprennent progressivement leur forme primitive en repassant par les mêmes états intermédiaires et, au moment où elles ne se touchent plus que par un point, le choc est terminé, les sphères ont alors des vitesses v_2 et v'_2, qu'il s'agit de déterminer.

On cherche d'abord la vitesse commune aux deux sphères, et dans ce but, on écrit que la quantité de mouvement de l'ensemble ne varie pas pendant la première période

$$mv_0 = (m + m')u, \qquad \text{d'où} \qquad u = \frac{mv_0}{m + m'} = v_1 = v'_1.$$

On remarque ensuite que les variations de vitesse de chaque sphère doivent être les mêmes pendant les deux périodes du choc [1] puisque durant chacune de ces périodes les mêmes états intermédiaires se succèdent, mais en sens inverse, en sorte que

$$v_2 = v_0 - 2(v_0 - u) = 2u - v_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = 0 + 2(u - 0) = 2u;$$

remplaçant u par sa valeur il vient

$$v_2 = -v_0 \frac{m' - m}{m + m'} \qquad \text{et} \qquad v'_2 = v_0 \frac{2m}{m + m'}.$$

Considérons maintenant deux cas particuliers faciles à soumettre au contrôle de l'expérience.

Premier cas. — $m' = m$: les formules donnent alors

$$v_2 = 0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = v_0.$$

C'est-à-dire que deux sphères égales échangent leurs vitesses dans le choc. Une expérience classique confirme ce résultat, même dans le cas où plusieurs sphères identiques aux premières sont interposées entre elles.

Deuxième cas. — $m' = \infty$: il vient alors

$$v_2 = -v_0 \frac{\infty - m}{m + \infty} = -v_0 \qquad \text{et} \qquad v'_2 = 0.$$

---

[1] On peut encore appliquer les théorèmes de la conservation de la quantité de mouvement et de la force vive et écrire, comme le font certains auteurs,

$$m v_0 = m v_2 + m' v'_2 \quad \text{et} \quad m v_0^2 = m v_2^2 + m' v'^2_2;$$

ces équations conduisent aux mêmes valeurs de v_2 et v'_2.

Il en résulterait qu'une bille en tombant sur une très grosse boule devrait rebondir à la hauteur d'où elle est tombée. L'expérience est loin de confirmer ce fait; il y a donc lieu d'examiner de près le postulatum qu'on peut considérer comme la base de la théorie classique du choc, car, si les différents auteurs varient dans leur exposé, tous font la même hypothèse.

Postulatum. — On admet qu'après la rencontre des deux sphères il y a un moment où elles ont même vitesse, ce qui n'est nullement évident. Il semble même étonnant qu'une très grosse sphère puisse ressentir l'effet du choc et prendre la vitesse commune dans le même temps qu'une petite. Si l'on remplaçait les sphères par deux cylindres de même matière, ayant le même diamètre et des longueurs inégales, le même raisonnement conduirait aux mêmes formules dont il est alors facile de démontrer l'inexactitude. On peut admettre en effet que dans ce cas les effets du choc se transmettent par tranches comme le son, et avec la même vélocité (vitesse de propagation),

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}.$$

La période de compression durerait donc un temps

$$\Delta t = \frac{l}{V},$$

l étant la longueur du petit cylindre; comme $V = 5000^m$ environ pour le fer et l'acier, Δt est très petit, ce qui explique la courte durée du choc. Quoi qu'il en soit, après ce temps Δt le grand cylindre a bien la même vitesse que le petit, mais seulement sur une partie l de sa longueur; c'est donc la partie correspondante de la masse m' qui devrait entrer dans les formules, et non pas la masse m' tout entière.

On voit, par ce qui précède, que, tout en parlant de l'élasticité des sphères qui se rencontrent, la théorie classique du choc, contrairement aux usages de précision de la Mécanique, ne le fait qu'en termes vagues et néglige de tenir compte de la vélocité des effets du choc. On conçoit que, dans ces conditions, les résultats auxquels elle conduit ne soient pas toujours confirmés par l'expérience.

Bases de la théorie nouvelle. — Il y a longtemps que de Saint-Venant [1] a donné une nouvelle théorie du choc qui tient compte de la manière dont ses effets se transmettent au sein de la matière, malheureusement ses idées se sont peu répandues, elles ne sont pas entrées dans l'enseignement comme

---

[1] *Sur le choc longitudinal de deux barres élastiques* (*Journal de Mathématiques*, t. XII, 1867, p. 237).

il le désirait, et personnellement nous n'en avons eu connaissance qu'après avoir rédigé notre première étude sur le choc [1].

L'Astronomie s'accommode bien de *l'hypothèse du solide invariable,* qui sert de base à la Mécanique rationnelle, parce que les forces de la gravitation, appliquées à chaque élément des solides, ne les déforment pas sensiblement; ces deux sciences sont faites l'une pour l'autre.

La résistance des matériaux et l'étude du choc, au contraire, doivent forcément tenir compte de ce que *les solides naturels sont déformables* sous l'action des forces, elles doivent étudier les déformations qui présentent plusieurs phases suivant la grandeur des efforts :

Une phase élastique, dans laquelle les déformations, généralement faibles, sont réversibles;

Des phases déformantes, dans lesquelles les déformations persistent, au moins en partie, après la cause qui les a produites, et sont accompagnées d'un dégagement de chaleur;

Une phase de rupture, dans laquelle le solide se fend ou même se divise en plusieurs parties.

La résistance des matériaux étudie surtout la première phase, parce que, en pratique, les limites de l'élasticité ne doivent jamais être atteintes.

La théorie du choc doit aller plus loin et s'occuper des déformations permanentes et même de la rupture, de la perforation et du défoncement que l'artillerie se propose de réaliser pour détruire les ouvrages par lesquels l'ennemi cherche à se protéger. Pour établir cette théorie sur une base solide, on est donc conduit à étudier successivement :

Les propriétés de la matière déformable;

Les forces et leur action statique et dynamique sur la matière.

La théorie du choc en découlera tout naturellement et nous fournira des résultats qu'il sera bon de soumettre à l'expérience pour contrôler la théorie qui, autrement, pourrait s'égarer en raisonnant sur des hypothèses inexactes.

Remarquons, en outre, que, le solide invariable étant un cas particulier du solide déformable, la Mécanique rationnelle ou des solides invariables est également un cas particulier de la Mécanique du choc ou des solides déformables, en sorte qu'en introduisant, pour le coefficient d'élasticité, la vélocité des pressions et les déformations unitaires, les valeurs suivantes :

$$E = \infty, \qquad V = \sqrt{\frac{gE}{d}} = \infty, \qquad a = \pm \frac{p}{E} = 0$$

dans les résultats de la seconde, on doit retrouver ceux de la première, ce qui fournit un nouveau moyen de contrôle.

---

[1] *Revue maritime* de janvier 1901. Depuis nous avons fait une série d'études publiées, chaque année, par le *Bulletin de l'Association technique maritime,* et l'Académie des Sciences a bien voulu encourager nos efforts en nous décernant un prix en 1906.

II. — DE LA MATIÈRE.

A. — Constitution.

Molécules. — On admet généralement que la matière n'est pas continue, mais composée de molécules qui comportent elles-mêmes des atomes et des corpuscules. On peut se représenter les molécules comme de petits ballonnets élastiques, comparables aux gouttelettes du brouillard le plus fin. Dans la gouttelette, la tension superficielle représente l'enveloppe du ballonnet; elle maintient à l'intérieur une pression capillaire qui augmente lorsque le rayon diminue et que M. Guillaume évalue à $1^{at},5$ pour un diamètre de 1^{μ} à la température ordinaire. Le diamètre des molécules est bien inférieur à ce chiffre, Lord Raleigh l'évalue à $\frac{2}{1000}$ de micron pour l'huile. Dans ces conditions, il est naturel, d'une part, que la tension superficielle des molécules soit suffisante pour leur permettre de résister à des chocs violents et, d'autre part, que ces molécules et leurs mouvements échappent complètement à nos yeux, mêmes armés du plus puissant microscope; car, suivant M. S. Perrin, il est peu probable que cet instrument permette jamais d'observer au delà du dixième de micron.

D'après la théorie cinétique des gaz, les molécules qui composent les corps sont toujours en mouvement, comme les poussières qu'on aperçoit dans un rayon lumineux, elles sont animées de vitesses considérables et s'entrechoquent constamment. Les atomes et les corpuscules sont également en mouvement dans la molécule et la force vive de tous ces mouvements correspond à la chaleur sensible ou latente et peut se transformer en travail dans certaines conditions que nous enseigne la Thermodynamique.

Les trois états sous lesquels la matière se présente à nous se distinguent par le groupement, le mouvement et la cohésion des molécules et de leurs éléments.

A l'état solide, la matière est douée de cohésion, les molécules s'attirent mutuellement et ne peuvent se séparer ou glisser les unes sur les autres que sous l'action d'un effort ou d'une force extérieure, aussi les solides ont-ils une forme propre.

A l'état liquide, l'attraction entre les molécules est très faible, ce qui leur permet de glisser ou rouler les unes sur les autres avec une grande facilité. Les liquides, soumis à l'action de la pesanteur, épousent la forme du vase qui les renferme; soustraits à cette action, ils prennent la forme sphérique (expériences de Plateau). C'est également ce qui arrive lorsqu'on projette un liquide sur un solide qu'il ne mouille pas, le liquide se divise en gouttelettes dont le diamètre dépend de la violence du choc et de la tension superficielle du liquide. A la limite la gouttelette devient la molécule.

A l'état gazeux, la matière est douée d'expansion, ou cohésion négative; les molécules tendent constamment à s'écarter les unes des autres et exercent, sur les parois qui limitent l'espace qu'elles occupent, une poussée que la théorie cinétique explique par le choc des molécules sur les parois en question.

Les **changements d'état** sont accompagnés d'un dégagement ou d'une absorption de chaleur indiquant que les mouvements internes de la matière diminuent lorsqu'elle passe de l'état gazeux à l'état liquide et de celui-ci à l'état solide, et qu'ils augmentent au contraire dans les transformations inverses.

Dans les gaz doués d'expansion et les liquides dont la cohésion est très faible, les molécules se déplacent avec la plus grande facilité; il en résulte que les fluides prennent la forme de leur enveloppe et que la pression exercée en un point de la surface de cette enveloppe se transmet intégralement dans toute la masse. Dans un cube solide, la pression sur une face se transmet de même à la face opposée, mais dans les autres directions la cohésion intervient. Dans les fluides, qui n'ont pas de forme propre, il existe entre la pression, le volume et la température une relation qui résulte pour les gaz des lois de Mariotte et de Gay-Lussac, et que Van der Waals a étendue aux liquides. Dans un cube solide, si la même pression s'exerce sur toutes les faces, la forme restant toujours semblable à elle-même, la cohésion n'empêche pas la pression d'être la même dans tous les sens, et il semble qu'il doit encore exister une relation entre la pression (cohésion comprise), le volume et la température.

B. — Propriétés essentielles.

Après ces indications, malheureusement trop incomplètes, sur la constitution de la matière, nous examinerons ses propriétés essentielles. Ces différentes notions ont une grande importance au point de vue de l'étude du choc, et il est regrettable que la cohésion, notamment, n'ait pas été l'objet d'études plus approfondies.

L'étendue comporte un volume et une forme. La matière étant composée de petits éléments dont la distance et le mouvement varient suivant son état, il faut distinguer entre le volume apparent d'une certaine quantité de matière et le volume réellement occupé par les éléments qui la composent; ce dernier est toujours beaucoup plus faible que le premier, surtout dans les gaz dont la force expansive tend à écarter les molécules. Les solides, grâce à leur cohésion, ont seuls une forme propre, et leur volume varie peu.

L'impénétrabilité, évidente pour les solides, peut paraître douteuse pour les liquides et surtout pour les gaz qui semblent se pénétrer en se mélangeant, et aussi pour les solides lorsqu'ils disparaissent en se dissolvant dans un liquide; dans ces différents cas, les molécules d'un corps se logent dans

les vides qui existent entre celles de l'autre, mais les molécules de chaque corps conservent leur impénétrabilité. Cette propriété s'applique donc, suivant les circonstances, aux corps eux-mêmes ou à leurs éléments; dans tous les cas elle conserve à la matière le volume qui lui est nécessaire dans l'espace, sans toutefois s'opposer aux variations de volume et de forme. L'impénétrabilité de la matière joue un rôle très important dans les phénomènes du choc, où deux corps tendent à se pénétrer ou à occuper le même espace.

L'élasticité (1) des solides joue par rapport à leur forme un rôle analogue à celui de l'impénétrabilité relativement à leur volume, mais elle ne peut maintenir la forme que dans certaines limites; lorsque la limite élastique est dépassée, les molécules se déplacent en prenant une nouvelle position d'équilibre et les déformations deviennent permanentes, au moins en partie. Dans les fluides dénués de forme propre, l'élasticité se manifeste seulement par les réactions que les molécules exercent sur les parois de l'enveloppe qui les renferme, réactions qui dépendent, comme nous l'avons vu, de la température et de la pression.

La Mécanique rationnelle admet que les solides sont invariables; en réalité ils sont déformables, et leurs déformations comportent plusieurs phases (2) suivant qu'elles disparaissent ou persistent, lorsque la cause qui les a produites cesse de se faire sentir.

Inertie. — La matière est douée de mobilité, c'est-à-dire qu'elle est susceptible d'occuper diverses positions dans l'espace, de se déplacer; de là les notions de mouvement, de vitesse... La Mécanique admet que la matière ne peut pas, d'elle-même, changer son état de repos ou de mouvement; pour modifier cet état, il faut l'intervention d'une cause extérieure : c'est ce qu'on appelle *le principe de l'inertie.* Toute cause extérieure capable de modifier le mouvement d'un corps est ce qu'on appelle *une force;* quant à la résistance que le corps oppose au changement de mouvement, elle varie avec sa *masse.* La gravitation universelle paraît en contradiction avec l'inertie de la matière. Cette objection n'avait pas échappé au génie de Newton; aussi disait-il : « Les choses se passent *comme si* les corps s'attiraient mutuellement à distance. » On a d'ailleurs cherché à expliquer cette attraction à distance en faisant intervenir l'éther, et il ne paraît pas impossible qu'on puisse réussir dans cette voie.

La masse d'un corps est proportionnelle à son volume et à la quantité de matière (3) que renferme l'unité de volume; c'est le coefficient d'inertie ou

---

(1) Nous pensons, avec le P. A. Leray, que « l'élasticité doit être rangée au nombre des propriétés générales des éléments matériels » (*Constitutions de la matière et ses mouvements,* p. 22).

(2) Nous avons adopté le mot *phase* pour les déformations, afin d'éviter toute confusion avec les périodes de temps.

(3) Poisson.

de résistance au mouvement. L'étude des combinaisons des corps entre eux a conduit Lavoisier à admettre que : dans les diverses transformations que subit une certaine quantité de matière, sa masse n'augmente, ni ne diminue; c'est ce qu'on appelle *le principe de la conservation de la masse* ou *principe de Lavoisier.*

En vertu de ces deux principes, celui de l'inertie et celui de Lavoisier, si un corps de masse m est animé d'un mouvement de translation dont la vitesse est v, tant qu'il n'est soumis à aucune cause extérieure de mouvement, les produits suivants restent constants :

$$mv, \quad mv^2, \quad mv^3, \quad mv^4, \quad \ldots.$$

Les deux premiers ont, en Mécanique, un rôle assez important pour qu'on ait donné à chacun un nom spécial ; le premier, mv, s'appelle *la quantité de mouvement,* et le second, $\frac{mv^2}{2}$, *la force vive de la masse m.*

Si plusieurs corps de masses m, m', m'', ... ont des vitesses v, v', v'', ... de même direction et dont le sens est indiqué par les signes + ou —, les produits

$$\Sigma mv \quad \text{et} \quad \frac{\Sigma mv^2}{2} \text{ (1)}$$

sont encore constants; autrement dit, la quantité de mouvement et la force vive du système restent constantes tant que ce système n'est pas soumis à des causes extérieures de mouvement. Pour la force vive, il faut cependant tenir compte qu'elle peut se transformer en travail intérieur ou en chaleur suivant les lois de l'équivalence.

Ces théorèmes, qui peuvent encore se généraliser, rendent de grands services dans la théorie du choc, car les efforts résultant de la rencontre de deux corps et qui constituent des forces extérieures pour chacun d'eux sont des forces intérieures pour l'ensemble des deux.

III. — DES FORCES.

Définitions. — En étudiant la constitution de la matière, ses différents états et ses propriétés, nous avons parlé de pressions, d'efforts, de cohésion, de gravitation; toutes ces expressions désignent des forces répulsives ou attractives qui s'exercent entre deux parties de matière, au contact ou à une distance plus ou moins grande.

---

(1) Il est bon de remarquer que la force vive est toujours positive, tandis que la quantité de mouvement a le signe de la vitesse qui entre en facteur; toutes deux ont d'ailleurs un sens qui est celui de cette vitesse.

La mécanique rationnelle, qui suppose les solides invariables, donne de la force la définition suivante qu'on peut considérer comme classique :

Une force est une cause qui produit le mouvement des corps, ou tend à le produire (Lagrange).

La première partie de cette définition, qui concerne la Dynamique, est très nette; la seconde, relative à la Statique, satisfait moins l'esprit.

Une nouvelle école qui voudrait faire de la Mécanique une science purement abstraite, comme l'Algèbre, la Géométrique et la Cinématique, « refuse à la force toute signification concrète et ne veut voir en elle qu'un symbole analytique » (1); elle déclare même que c'est un mot dont on peut se passer (2).

Pour la nouvelle école :

La force est égale au produit de la masse multipliée par l'accélération (Kirchhoff) :

$$F = m\frac{dv}{dt}.$$

Cette définition, combattue par plusieurs auteurs (3), est moins générale que celle de Lagrange, elle nous paraît également moins satisfaisante : on ne voit pas bien comment elle s'applique à la Statique, et dans tous les cas elle ne convient pas pour les solides naturels, toujours plus ou moins déformables, comme il est aisé de s'en rendre compte.

Lorsqu'une pression P, que nous supposerons uniformément répartie, agit sur la base d'un cylindre de grande longueur l, son action se fait sentir progressivement sur les couches successives de matière et, tant qu'elle en trouve devant elle, elle leur communique à la fois :

une déformation,	une compression	et une vitesse,
$a = \frac{P}{sE}$,	$p = \frac{P}{s}$,	$v = p\sqrt{\frac{g}{dE}}$,

ce qui conduit pour la force à la valeur suivante :

$$F = v\frac{dm}{dt} = v \times \mu \text{ (4)} \qquad \text{au lieu de} \qquad F = m\frac{dv}{dt} = m\gamma.$$

---

(1) M. de Freycinet, *Les principes de la Mécanique rationnelle*, p. 13. Il combat cette tendance comme la plupart de ceux qui font de la Mécanique pratique et qui, tout en ignorant la nature de la force aussi bien que celle de l'électricité, la considèrent comme une grandeur ayant une direction et un sens et dont il est nécessaire de suivre les effets au travers de la matière.

(2) M. Appell, *Traité de Mécanique rationnelle*, 2e édition, t. I, p. 84.

(3) *Voir* p. 305 l'opinion de M. Duhem.

(4) Nous verrons plus loin que $\mu = \frac{dm}{dt} = s\sqrt{\frac{dE}{g}}$, quantité de masse impressionnée dans l'unité de temps, est un coefficient qui dépend de la section s et de la nature du cylindre $\sqrt{d \times E}$.

Ce n'est plus la vitesse qui varie avec le temps, mais la quantité de matière actionnée ou impressionnée par la force; les deux valeurs de F peuvent se résumer en une seule formule :

$$F = \frac{d(mv)}{dt} \quad (^1),$$

dont les précédentes sont des cas particuliers et qui peut s'énoncer comme suit :

Une force est une cause de variation de quantité de mouvement.

Nous retombons sur la première partie de la définition de Lagrange relative à la Dynamique; pour la compléter, nous ne nous limiterons pas comme lui au cas spécial des solides invariables, mais nous continuerons à considérer les solides naturels qui sont déformables. Nous savons que les forces sont pour eux une cause de variation de mouvement et de déformation et qu'en pratique on utilise, pour mesurer la grandeur des forces, soit les déformations qu'elles produisent et qui peuvent être élastiques (Dynamomètres) ou permanentes (Crushers), soit l'accélération ou plus généralement la variation de quantité de mouvement qu'elles communiquent aux corps.

Ce qui précède nous conduit logiquement à la définition suivante :

Une force est une cause de déformation et de mouvement de la matière :

$$F = saE \text{ (pour un cylindre)}, \qquad F = \frac{d(mv)}{dt} \; (^2),$$

---

(1) L'ingénieur Pierron de Mondésir appelle la force le coefficient différentiel de la quantité de mouvement (*Dialogues sur la Mécanique*, p. 9).

(2) Ces deux valeurs de F conduisent au même résultat. En effet, dans le cas d'un cylindre ou d'un prisme élastique,

$$F = \frac{d(mv)}{dt} = \frac{dm}{dt} v;$$

on a d'ailleurs

$$dm = \frac{s \times V dt \times d}{g} \qquad \text{et} \qquad v = a \times V;$$

portant ces valeurs dans celle de F, il vient

$$F = \frac{s \times V\, dt \times d}{g \times dt} a \times V = sa \frac{d}{g} V^2 = sa \frac{d}{g} \frac{gE}{d} = saE.$$

On trouve donc la même valeur pour la pression au contact de deux cylindres qui se choquent, qu'on évalue cette pression en mesurant l'accourcissement de ces cylindres ou la variation de leur quantité de mouvement.

Dans le cas particulier des solides invariables il faut faire

$$a = 0, \qquad E = \infty \qquad \text{et} \qquad m = \text{const.};$$

alors ces deux valeurs de la force deviennent

$$F = saE = s \times 0 \times \infty$$

Suivant les circonstances, un seul des deux effets peut se produire ou bien les deux à la fois. La Statique considère la matière en équilibre sous l'action de forces qui se contrarient; alors la déformation seule a lieu, tandis qu'en Dynamique, où les forces ne se font pas équilibre, le mouvement s'ajoute à la déformation. L'astronomie étudie l'action des forces de la gravitation, sensiblement parallèles, appliquées à chaque élément des corps; dans ce cas particulier, les déformations étant négligeables, on peut admettre que les solides sont invariables, comme le fait la Mécanique rationnelle; ces deux sciences sont faites l'une pour l'autre. Dans le choc de deux corps, au contraire, les forces qui se développent au contact font varier simultanément la forme et le mouvement de chaque corps, en sorte qu'il faut tenir compte de ces deux éléments.

On voit en résumé que : la définition de la force à laquelle nous sommes arrivés, en étudiant les propriétés de la matière, est non seulement la plus conforme aux données de l'expérience, mais encore la plus générale; elle s'applique aussi bien aux solides naturels, qui sont déformables, qu'aux solides invariables de la Mécanique rationnelle; il suffit dans ce cas particulier de poser

$$a = 0 \quad \text{et} \quad E = \infty.$$

Cette définition a, sur celle de Lagrange, l'avantage d'appeler l'attention sur les déformations qu'il ne faut jamais perdre de vue dans les applications de la Mécanique pratique.

Mécanique pratique. — En terminant son cours à l'École polytechnique, Delaunay recommandait à ses élèves, lorsqu'ils auraient à appliquer, comme ingénieurs, les formules de la Mécanique rationnelle, de s'assurer si les hypothèses admises convenaient bien au cas considéré, pour les modifier et les compléter au besoin. Ce conseil est fort sage et, dans la Mécanique pratique, il est indispensable de suivre la manière dont les forces et leurs effets se transmettent au sein de la matière, afin de se rendre bien compte si les

---

et

$$F = \frac{d(mv)}{dt} = m\frac{dv}{dt}.$$

La première est indéterminée, c'est un cas limite facile à résoudre. Si F est une pression,

$$a = \frac{p}{E},$$

d'où

$$F = saE = s\frac{p}{E}E = P.$$

C'est une identité; le solide étant invariable, la déformation, qui est nulle, ne peut évidemment rien nous apprendre.

déformations sont assez faibles pour qu'on puisse les négliger sans inconvénient et appliquer sans crainte les résultats de la Mécanique rationnelle.

Cette Science nous enseigne entre autres choses : qu'on peut considérer une force comme appliquée en un point quelconque de sa direction, si ce point fait partie du solide invariable, et qu'on peut remplacer plusieurs forces par leur résultante, qu'elles soient parallèles ou convergentes. Les exemples suivants montrent que ces principes souffrent quelques restrictions lorsqu'il s'agit de solides naturels.

Un solide allongé soumis à ses extrémités à des forces égales et contraires + F et — F travaille dans des conditions fort différentes suivant que le couple antagoniste agit par compression ou par traction, et pourtant ce sont les mêmes forces dont on a seulement déplacé le point d'application.

Fig. 2.

Colonne travaillant par compression.

Tirant travaillant par traction.

Dans le premier cas (colonne), le solide tend à s'arquer, à *flamber* suivant l'expression consacrée, ce qui diminue sa résistance d'autant plus qu'il est plus long; dans le second cas (tirant), au contraire, l'action de la force tend à le redresser s'il était cintré primitivement, et il est dans de bien meilleures conditions pour résister.

Lorsqu'on se suspend à un trapèze en tenant le bâton auprès des cordes, il ne fatigue pas; mais si l'on réunit les mains, ce qui remplace deux forces par leur résultante, le bois travaille, fléchit et peut casser, si la déformation est trop forte.

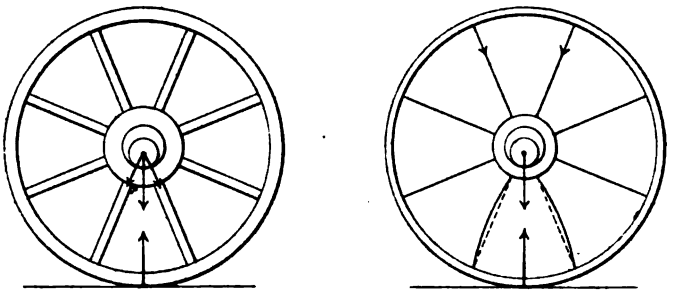
Dans un système mécanique simple, comme une potence articulée fixée sur un mur et à laquelle on suspend un poids, les forces ne pouvant se transmettre que d'une seule manière, la règle du parallélogramme permet de déterminer les forces auxquelles sont soumises les différentes parties de l'appareil.

Dans les cas plus compliqués, par exemple, si l'on supprime les articulations, et que les différentes pièces soient reliées d'une manière rigide, par des rivets ou autrement, le problème de la transmission des efforts devient indéterminé, si l'on ne tient pas compte des déformations de la matière, car la transmission de ces efforts peut se faire de plusieurs manières et le plus souvent on en est réduit à faire des hypothèses à ce sujet. Les appareils de M. Rabut, qui, par la mesure directe des déformations, permettent de se

rendre un compte exact des efforts développés dans la matière par une cause extérieure, comme le passage d'un train de chemin de fer sur un pont métallique, donnent une excellente solution du problème de la répartition des efforts. Dans certains cas ils ont permis de conserver des ouvrages qui, d'après la fatigue calculée à l'aide des formules en usage, auraient dû être condamnés comme ne satisfaisant pas aux règlements en vigueur.

Examinons encore la manière dont se comportent les roues en bois des voitures ordinaires et les roues métalliques des vélocipèdes. Les deux modèles se composent des mêmes éléments; au centre, un moyeu que traverse l'essieu, à la circonférence une jante qui repose sur le sol, et entre les deux des rais ou rayons qui transmettent les efforts de l'un à l'autre; mais ces éléments, ayant des proportions fort différentes, ne se comportent pas de même. Les rais en bois, assez robustes pour travailler par compression,

Fig. 3.



Roue en bois. Roue métallique.

transmettent directement à la jante et au sol la pression que le moyeu reçoit de l'essieu, en sorte que les efforts se trouvent localisés dans le secteur inférieur. Quant aux fils métalliques qui servent de rayons à la roue de vélocipède, leur faible diamètre ne leur permet pas de résister à la compression sans fléchir, en sorte que le moyeu est suspendu par les fils supérieurs à la jante, qui s'ovaliserait si elle n'en était empêchée par les rayons latéraux. On voit que, dans la roue de vélocipède, les efforts, remontant d'abord à la jante qu'ils contournent ensuite, font un trajet quatre fois plus grand que dans la roue en bois, où ils descendent directement de l'essieu au sol. Il en résulte que : dans la roue en bois, le secteur inférieur seul fatigue et uniquement par compression, aussi les rais sont-ils simplement emboîtés dans les mortaises de la jante, tandis que dans la roue métallique toutes les parties travaillent, les unes par traction et les autres par compression, d'où la nécessité de les bien relier entre elles. C'est d'ailleurs un principe pour les constructions métalliques composées d'éléments très résistants, mais grêles, qu'il faut obliger toutes les parties à se prêter une mutuelle assistance en les reliant efficacement et notamment par des pièces diagonales rivées avec les autres.

D'une façon générale, on peut dire que :

En Statique, les forces suivent de préférence le chemin le plus résistant et le moins déformable.

En dynamique, la matière se met d'abord en mouvement du côté de moindre résistance, comme on l'observe dans les explosions sous-marines, dans le fonctionnement des hélices, etc.

On voit que nous sommes conduits à distinguer entre la Mécanique dite rationnelle qui spécule sur des solides invariables, qui n'existent pas dans la nature, et la Mécanique pratique qui s'occupe des corps déformables qu'on emploie dans l'industrie. Cette distinction est certainement de nature à éviter bien des erreurs et des mécomptes; il conviendrait même, pour plus de clarté, de donner à la première le nom de *Mécanique théorique* qui lui revient logiquement.

Pour mieux préciser le domaine de la Mécanique théorique et de la Mécanique pratique, il est bon de rappeler les données et le rôle de chacune des sciences sur lesquelles s'appuie la Mécanique, qui en est pour ainsi dire le couronnement et qui, dans tous les cas, cherche à soumettre au calcul les différents phénomènes de la nature [1].

L'*Arithmétique* ou science des nombres nous apprend à calculer.

L'*Algèbre* généralise les résultats de l'Arithmétique, dans une langue admirable de concision et de précision. C'est un merveilleux instrument de transformation, mais ses déductions n'ont jamais que la valeur des données qui ont servi de point de départ. Elle s'applique à toutes les grandeurs.

La *Géométrie* ou science de l'espace étudie les lignes, les surfaces et les volumes, en un mot les figures à une, deux et trois dimensions.

La *Cinématique* ajoute à l'idée de longueur celle du temps; elle considère les positions successives d'une figure, son mouvement, et introduit dans la Science les notions de vitesse et d'accélération :

$$v = \frac{dl}{dt}, \qquad \gamma = \frac{dv}{dt}.$$

La *Mécanique théorique,* dite *Mécanique rationnelle,* ajoute aux idées de longueur et de temps celle de masse, et étudie le mouvement des figures douées de masse; elle suppose les solides invariables et se divise en deux parties, la Statique et la Dynamique.

La *Mécanique pratique* considère les solides naturels doués de masse et déformables, pour elle la force est une cause de déformation et de mouvement de la matière. La résistance des matériaux étudie la partie statique, la mécanique du choc, la partie dynamique. Cette mécanique doit tenir compte

---

[1] « C'était l'idée chère aux Cartésiens, que toutes les transformations du monde physique se font d'après les lois de la Mécanique » (E. Picard, *La Science moderne*, p. 118).

des différentes phases de déformation de la matière. La phase élastique, qui est la plus simple, est aussi la plus étudiée; les phases déformantes sont accompagnées d'un dégagement de chaleur, et leur étude a besoin du concours de la Thermodynamique. Rien n'empêche d'ailleurs la Mécanique pratique d'avoir recours, comme procédé de calcul, aux forces de liaison de Lagrange, si elle le trouve avantageux; toutefois, il ne faut pas perdre de vue que, la matière étant composée de molécules, d'atomes et de corpuscules animés de mouvements périodiques, la grandeur des forces de liaison, par suite des mouvements internes de la matière, peut varier rapidement avec le temps et avoir une valeur moyenne, une valeur minima et une valeur maxima.

IV. — STATIQUE.

Comme son nom l'indique, la Statique s'occupe de l'action des forces sur un solide stationnaire, immobile devant l'observateur qui l'étudie; les forces, cause de déformation et de mouvement, ne produisent alors que le premier de ces effets, mais il faut pour cela qu'elles se contrarient entre elles et que leur résultante soit nulle.

Solides invariables. — La Mécanique rationnelle étudie la manière de composer les forces et de trouver leur résultante; mais, comme elle suppose les solides invariables, elle n'a pas à s'occuper des déformations qu'elles produisent.

Solides déformables. — La résistance des matériaux étudie surtout les déformations de la phase élastique qu'on ne doit pas dépasser en pratique. La Mécanique du choc doit aller plus loin et considérer les phases déformantes; nous étudierons donc successivement les différentes phases de déformation, en nous limitant au cas d'un solide de forme simple.

Essais statiques. — Considérons une éprouvette cylindrique de matière homogène et déformable, ayant une masse m, posée sur un plan invariable, et supposons qu'on exerce sur la base supérieure une pression P [1] uniformément répartie sur toute la surface.

Le rapport de la longueur au diamètre doit être assez faible pour que l'éprouvette ne flambe pas, et la pression doit varier assez lentement pour éviter que la matière prenne une vitesse sensible; on y arrive facilement à l'aide d'une presse hydraulique, comme dans l'élasticimètre Frémont.

Déformation et tension. — Sous l'action de la pression, l'éprouvette se déforme. Remarquons d'abord que, si l'on ne tient pas compte de l'action de

---

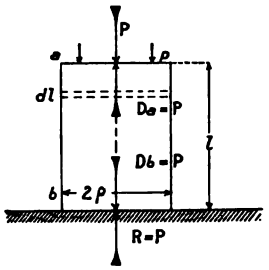
[1] P est en réalité une surpression exercée sur le cylindre, et qui s'ajoute à la pression atmosphérique et à celle qui résulte de la cohésion. Quant aux forces de traction, ce sont des pressions négatives qui se retranchent de la pression initiale Π.

la pesanteur, comme m est en équilibre, la réaction du plan invariable est égale à la pression (¹)

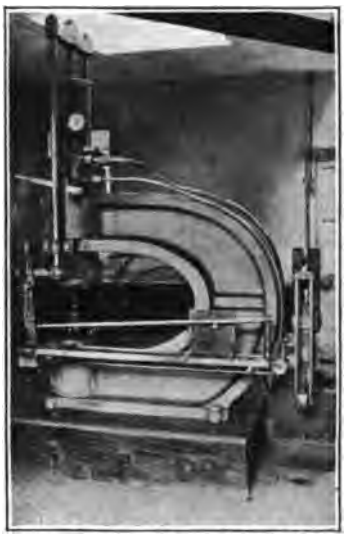
$$R = P,$$

et forme avec elle un couple antagoniste qui met la matière en tension. Une fois comprimée, l'éprouvette est comme un ressort tendu, elle cherche con-

Fig. 4.



Éprouvette.



Élasticimètre Frémont.

stamment à se détendre (²) et exerce sur ses points d'appui des réactions ou efforts de détente égaux à la pression,

$$D_a = D_b = P = R,$$

Si, par la pensée, on isole une tranche quelconque dl, on peut en dire autant que de l'éprouvette entière; toutes les parties de celle-ci sont donc dans le même état, et la tension ou pression unitaire, ainsi que la déformation unitaire

$$p = \frac{P}{s} \qquad \text{et} \qquad a = \frac{p}{E}$$

sont les mêmes sur toute la longueur, mais la détente ne peut commencer à se produire qu'aux extrémités.

(¹) Dans la direction des forces, le solide transmet intégralement la pression à la façon des liquides; dans les directions perpendiculaires, la cohésion intervient.

(²) « La force passe d'elle-même à l'action en tant que rien ne l'empêche » (Leibnitz cité par Duhem dans *L'évolution de la Mécanique*, p. 37).

Limite élastique. — En observant l'éprouvette, on constate que ses déformations varient comme la pression; lorsque celle-ci croît, m diminue de longueur, et l'inverse se produit lorsque la pression diminue; si la pression devient nulle, m reprend ses dimensions primitives, à moins toutefois que la pression n'ait été trop élevée; car, si la tension atteint une certaine valeur, le solide s'échauffe, perd son poli et reste déformé. Cette valeur, qu'on nomme *la limite de l'élasticité,* partage les phénomènes de compression en deux groupes : la *phase élastique* et réversible d'une part, et les phases de déformations permanentes ou *phases déformantes* d'autre part. Cette limite n'a d'ailleurs rien d'absolu; elle se relève lorsqu'elle est dépassée, et ne constitue pas une donnée caractéristique de la matière, mais seulement une donnée de son état actuel, et, pour être correct, on devrait toujours dire la *limite actuelle de l'élasticité;* sa valeur tend vers celle de la résistance à la rupture.

A. — Phase élastique.

Pendant cette phase, l'éprouvette ne subit que des modifications momentanées et réversibles (1); les accourcissements dans le sens de la pression et les allongements dans les plans perpendiculaires sont proportionnels à la grandeur de cette pression :

$$a = \frac{l_0 - l}{l_0} = \frac{p}{E}, \qquad b = \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0}, \qquad \frac{b}{a} = \sigma < \frac{1}{2}.$$

La loi des déformations est simple; c'est une similitude à deux paramètres (2) :

$$\lambda = \frac{E - p}{E} \qquad \text{et} \qquad \sigma\lambda = \sigma\frac{E - p}{E}.$$

Le travail dépensé pour la compression est facile à déterminer :

$$\frac{1}{2} P \times al = \frac{P \times P \times l}{2sE} = \frac{P^2 l}{2sE}.$$

Lorsque la masse m est soumise à une traction F au lieu d'une pression P, on constate des résultats tout à fait analogues aux précédents, mais de sens contraire, comme les forces du couple antagoniste; les accourcissements sont remplacés par des allongements, et réciproquement :

$$a' = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{f}{E} \qquad \text{et} \qquad b' = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} = \sigma\frac{f}{E}.$$

---

(1) Les déformations peuvent tenir soit à ce que les molécules elles-mêmes se déforment légèrement comme un ballonnet comprimé entre deux plans, soit à ce qu'elles subissent un léger déplacement, sans sortir de la sphère d'activité des molécules voisines.

(2) Dans le cas d'un cube supportant la même pression sur toutes ses faces, la loi de déformation est une similitude à un seul paramètre; dans ces conditions, l'état de la matière est défini par trois variables seulement, p, v, T, comme pour les fluides.

Si l'on tient compte de la pression atmosphérique et de la cohésion auxquelles correspond une pression initiale Π, et si l'on donne le signe + (plus) aux pressions et aux accourcissements, on peut résumer comme suit la situation :

Valeur des forces		Déformations unitaires	
		dans la direction des forces.	dans les plans perpendiculaires aux forces.
ajoutées.	totales.		
Pression $+P$	$\Pi + P$	Accourcissement $+\frac{p}{E}$	Allongement $-\sigma\frac{p}{E}$
Traction $-F$	$\Pi - F$	Allongement $-\frac{p}{E}$	Accourcissement $+\sigma\frac{p}{E}$

Les valeurs de E, coefficient ou module de l'élasticité, et de σ, coefficient de Poisson compris entre $\frac{1}{2}$ et $\frac{1}{4}$ environ, sont les mêmes pour les compressions et les tractions; ce sont les *caractéristiques de la phase élastique.*

Quant à la limite de l'élasticité, nous avons vu que c'est une donnée relative à l'état actuel de la matière; d'après certains auteurs, elle est la même pour la compression, et, pour la traction, d'autres auteurs disent qu'elle est souvent fort différente, ce qui peut tenir aux traitements subis par la matière; dans tous les cas, on sait que les tôles de fer n'ont ni la même résistance ni la même limite élastique dans le sens du laminage et dans le sens perpendiculaire.

B. — Phases déformantes.

Dès que la limite de l'élasticité est dépassée, le poli de l'éprouvette disparaît, sa surface devient terne et grenue, des rugosités apparaissent, disparaissent et se modifient constamment. On voit qu'il se fait au sein de la matière un travail considérable, des changements de groupement (1), des glissements dont la direction semble parfois indiquée par des lignes superficielles (2). Les déformations, plus grandes que dans la phase précédente, pour la même variation de pression, sont accompagnées d'un dégagement de chaleur; l'élasticité de la matière ne suffisant plus à emmagasiner tout le travail développé, le surplus se transforme en chaleur suivant les lois de la Thermodynamique.

En même temps que la matière s'échauffe, sa limite élastique s'élève (3);

---

(1) MM. Charbonnier et Galy-Aché ont constaté, pour le cuivre, que les cristaux se brisent pendant les grandes déformations et deviennent d'autant plus petits que la matière a subi des efforts plus considérables.

(2) Les lignes de Lüders ont été étudiées par le commandant Hartmann. — Phénomenes qui accompagnent les déformations permanentes des métaux.

(3) Elle tend à être égale à l'effort qui a produit la déformation (Duguet), et cela aussi bien dans le sens de l'effort que dans le sens perpendiculaire (Charbonnier et Gally-Aché).

on dit qu'elle s'écrouit. L'échauffement indique qu'une partie du mouvement interne se transforme en chaleur sensible, comme dans les changements d'état avec lesquels l'écrouissage a quelques analogies.

Loi des déformations. — Cette loi, plus compliquée que dans la phase élastique, se représente généralement par une courbe en prenant les pressions ou tractions unitaires pour abscisses et les déformations dans le sens des forces pour ordonnées; mais l'évaluation de ces données peut se faire de plusieurs manières qui ne sont pas équivalentes.

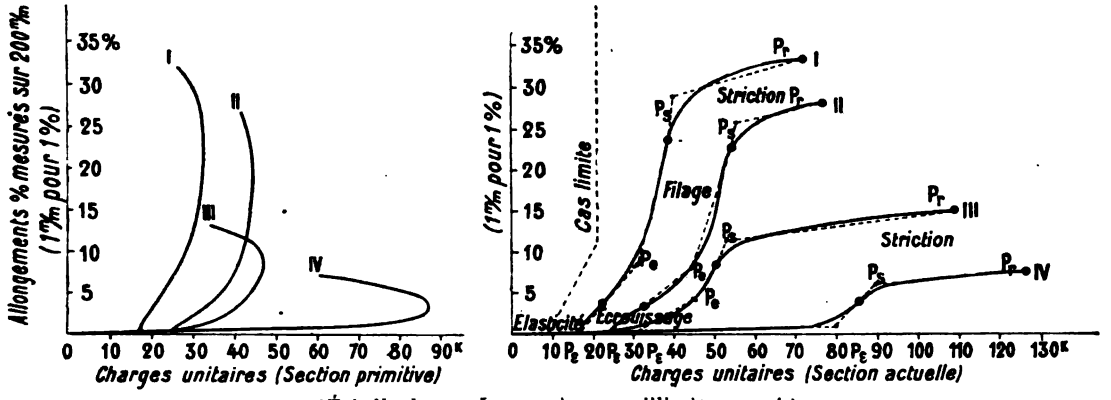
Généralement on évalue la résistance unitaire en divisant l'effort supporté par la section primitive; ce procédé n'a pas d'inconvénients pour la phase élastique, parce que la section varie très peu, mais il n'en est plus de même pendant les phases déformantes; il convient d'évaluer la fatigue du métal par rapport à sa section actuelle,

$$r = \frac{P}{s} \quad \text{au lieu de} \quad r = \frac{P}{s_0}.$$

Les courbes de la figure 5, que nous devons à l'obligeance du capitaine Fraichet, montrent combien les résultats des deux méthodes sont différents.

Éprouvettes.	Nuances de l'acier.	Sections initiale. s_0.	Sections de rupture. s_r.	Rapport $\frac{s_r}{s_0}$.
		mm	mm	
I.....	Acier extra-doux recuit.....	314,4	103,9	0,330
II....	Acier demi-doux recuit.....	317,4	154	0,485
III....	Acier extra-doux trempé à l'eau au rouge cerise clair, non revenu.....	314,2	100,3	0,317
IV....	Acier demi-doux trempé à l'eau au cerise mi-clair et revenu au rouge très sombre.	311,1	141,1	0,453

Fig. 5.



(Échelle de $0^{mm},5$ pour 1^{kg} par millimètre carré.)

p_l Limite élastique.
p_e Commencement du filage.
p_s Commencement de la striction.
p_r Rupture.

Anomalies. — Les déformations permanentes des métaux présentent des anomalies dont il faut tenir compte; nous voulons parler du gonflement et de la striction des éprouvettes.

Dans les essais de compression, le frottement des bases de l'éprouvette sur les mâchoires qui la compriment contrarie le gonflement de la matière; il en résulte que le cylindre prend une forme de barrique, plus ou moins prononcée suivant l'état des surfaces. Il convient de réduire cet effet au minimum en saupoudrant les surfaces de mine de plomb ou de talc très fin, et de calculer la section moyenne actuelle au moyen de la hauteur mesurée, en supposant que le volume reste constant.

Dans les essais de traction, l'éprouvette en s'étirant diminue de section, mais en même temps elle augmente de résistance en s'écrouissant. Ces deux effets agissant en sens contraire, le résultat est différent suivant que la variation de résistance est supérieure ou inférieure à la variation de section, ces variations étant prises toutes deux en valeur absolue :

$$\frac{dr}{r} > \frac{ds}{s} \quad \text{ou} \quad \frac{dr}{r} < \frac{ds}{s}.$$

Au début de l'essai, le point le plus faible de l'éprouvette se déforme le premier; mais, l'accroissement de résistance étant généralement supérieur à la diminution de section, le point considéré cesse d'être le plus faible, la déformation se déplace et se produit en un autre endroit jusqu'à ce que l'éprouvette ait atteint, sur toute sa longueur, un certain degré d'écrouissage pour lequel

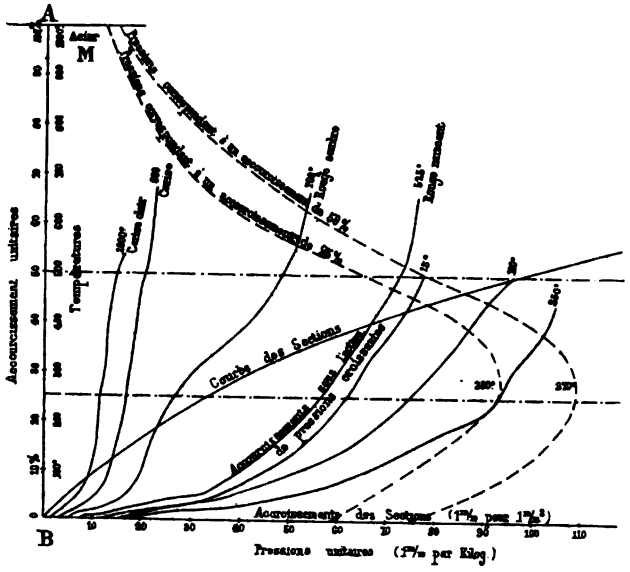
$$\frac{dr}{r} = \frac{ds}{s}.$$

A ce moment l'allongement se produit sur toute la longueur, mais cette situation ne dure pas longtemps et bientôt (la pression augmentant toujours) la variation de la résistance devient inférieure à celle de la section; alors la déformation se localise, la striction commence à se produire et augmente progressivement. Dans ces conditions, il convient non seulement de considérer la section minima à la striction, comme dans les courbes de droite de la figure 5, mais encore d'évaluer l'allongement comme s'il ne s'était pas localisé. Dans ce but, on divise le volume primitif de l'éprouvette par la section actuelle ou section déformée, ce qui conduit à un allongement qui diffère d'autant plus de celui qu'on prend généralement, que la striction est plus prononcée.

Courbes de déformation. — Les courbes construites dans les conditions que nous venons d'indiquer représentent mieux les phénomènes et sont beaucoup plus instructives que les autres; nous leur réservons le nom de *courbes de déformation*. Les figures 6 et 7 donnent les courbes de déforma-

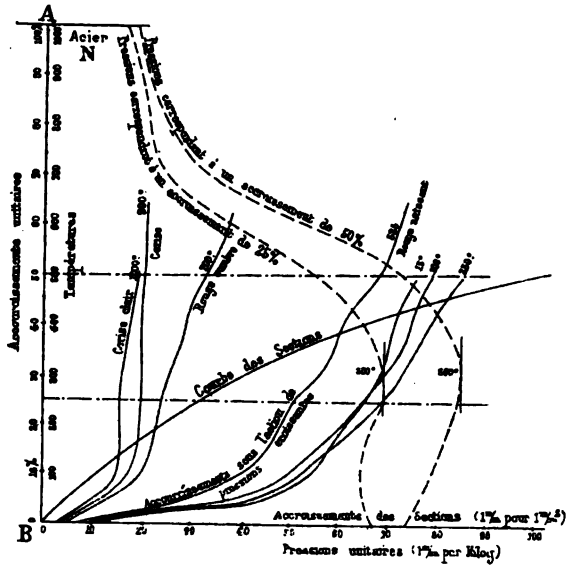
tion, à la compression et à différentes températures, de deux nuances d'acier différentes.

Fig. 6.



Déformation par compression à diverses températures.

Fig. -

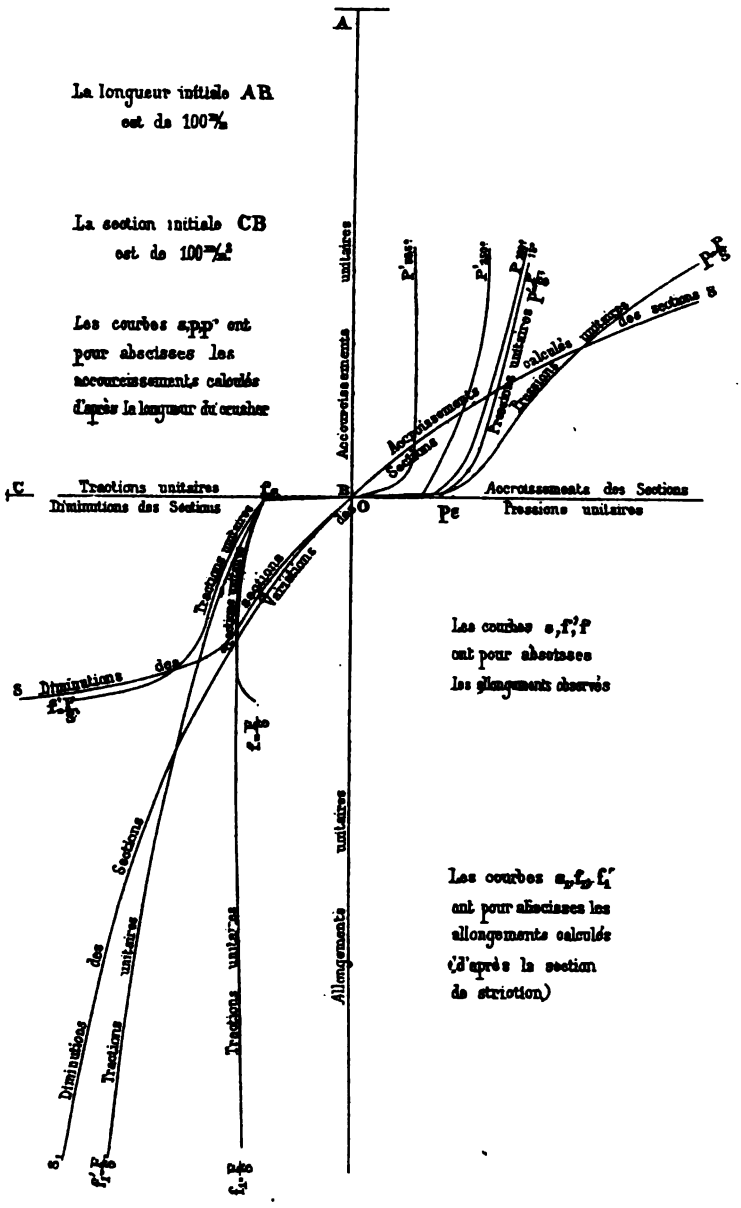


Déformation par compression à diverses températures.

La figure 8, relative au cuivre rouge, est plus complète que les précé-

dentes; elle réunit les courbes de déformation à la compression et à la traction, ce qui montre la continuité des phénomènes. Elle ne comporte qu'un

Fig. 8.



seul essai de traction fait à la température ordinaire et quatre essais de compression à 15°, 100°, 250° et 525°.

Pour faire cette figure, on a supposé la barre de cuivre placée en AB sur

l'axe des ordonnées, une des extrémités fixée invariablement en A, de façon que l'autre extrémité B se trouve en o, lorsque la matière est à l'état normal. Les résultats des essais de compression sont portés sur la droite et ceux de l'essai de traction sur la gauche. Chaque millimètre de déplacement de B correspond à une déformation du centième de la longueur de la barre [1].

On remarque de suite que les courbes de déformation, telles que nous les construisons, se composent de parties très plates, quelquefois légèrement ondulées, raccordées entre elles par des courbes brusques, en sorte qu'on peut les remplacer, sans trop d'erreur, par des portions de lignes droites. La courbe de déformation simplifiée, ainsi obtenue, est polygonale et chaque portion de droite représente une phase du phénomène pendant laquelle la loi de déformation est simple et facile à intégrer :

$$\frac{dp}{da} = K \quad \text{et} \quad p = Ka + K'.$$

Pour la phase élastique, la courbe passant au o des coordonnées, on a

$$K' = o \quad \text{et} \quad K = E, \quad \text{d'où} \quad p = aE;$$

la constante E est ce qu'on appelle le coefficient au module de l'élasticité. Par analogie, nous appellerons les constantes des phases déformantes leurs coefficients de déformation, et nous les désignerons par les lettres E^1, E^2, E^3.

Les aciers essayés (*fig.* 7 et 8) comportent, à la température ordinaire, quatre phases de compression, qui se réduisent à trois aux températures élevées. Un métal très écroui ne comporterait qu'une phase de déformation, la phase élastique. Chaque phase paraît correspondre soit à un équilibre, soit à un mode de déformation.

Tubage. — Tout ce qui précède concerne un solide libre; si l'éprouvette cylindrique était enveloppée par un tube de même forme l'emboîtant exactement, ce tube opposerait une résistance plus ou moins grande au gonflement produit par les efforts de compression et la limite de l'élasticité correspondrait à une pression plus élevée, par suite de ce surcroît de résistance; c'est une question qui mériterait d'être étudiée, elle est analogue à celle du frettage des canons.

C. — Notations adoptées.

Les phénomènes dont nous nous occupons sont très complexes; nous avons déjà dû tenir compte des dimensions des solides, de leur masse, des forces en jeu, des caractéristiques de l'élasticité et des différentes phases de déformation; en Dynamique, il faudra en outre tenir compte du temps, de la

---

[1] Pour plus de détails au sujet des figures 7, 8 et 9, voir le *Bulletin de l'Association technique maritime*. Année 1905.

vitesse, de la vélocité, etc.; dans l'étude du choc, plusieurs corps seront en présence et le choc principal sera souvent suivi de plusieurs autres.

Dans ces conditions, il est nécessaire d'employer des notations très claires et parfaitement définies, sous peine de faire des confusions et de commettre des erreurs.

Pour éviter ces inconvénients, nous avons adopté les notations suivantes :

Corps en présence. — On les distingue par des accents dont on affecte toutes les données qui les concernent, masse, vitesse, etc., etc. :

Marteau.....	m	E	l	a	v
Enclume ou tas.....	m'	E'	l'	a'	v'
Corps interposé, rivet.....	m''	E''	l''	a''	v''

Lorsqu'on divise un corps en plusieurs parties, on les distingue par un indice, ainsi dl_1, dl_2, ..., dm_1, dm_2, ...

Forces. — Leur nature est indiquée par des lettres différentes :

		Totales.	Unitaires.	
Pressions.....		P	p	Les efforts unitaires désignent en même temps les tensions de la matière.
Tractions.....		F	f	
Réactions.....		R	r	
Efforts de détente.....	par pression...	Dp	dp	
	par traction....	Df	df	

Périodes et intervalles de temps. — On caractérise les divisions du temps par des chiffres en indice :

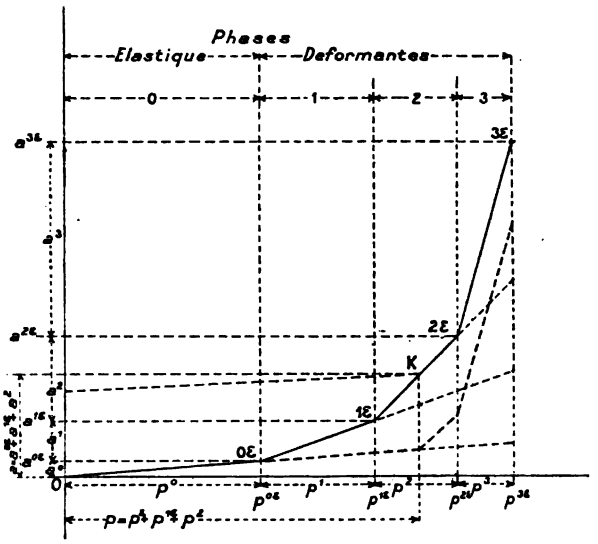
dt_1 dt_2 dt_3	indiquent de très petits intervalles de temps,
$\Delta_1 t$ $\Delta_2 t$ $\Delta_3 t$	indiquent des périodes de temps,
v_0 v'_0 v''_0	indiquent des vitesses initiales,
v_1 v''_2 v'_1	indiquent les vitesses que les corps, caractérisés par l'accent, ou une partie de ces corps prend pendant l'intervalle ou la période de temps correspondant à l'indice,
D_2 D_4	indiquent des déplacements à la fin des périodes 2, 4, ...

Phases de déformation. — On distingue les phases par des chiffres placés en exposants, et les limites entre deux phases par un ε placé à la suite du chiffre de la première phase :

			Phase.	Limite.			
Phases	Élastiques...		0		P^0	E^0	V^0
	Déformantes	1re	0ε.....	$p^{0\varepsilon}$	P^1	E^1	V^1
		2e	1ε.....	$p^{1\varepsilon}$	P^2	E^2	V^2
		3e	2ε.....	$p^{2\varepsilon}$	P^3	E^3	V^3
			3ε.....	$p^{3\varepsilon}$			

La figure 9 représente une courbe de déformation simplifiée, c'est-à-dire polygonale; chaque portion de ligne droite correspond à une phase; on a porté différentes indications en employant les notations ci-dessus pour les faire bien comprendre. Cette figure indique en pointillé comment la courbe de déformation se modifie lorsque la pression, dépassant la limite de l'élasticité, écrouit la matière.

Fig. 9.



Courbe de déformation simplifiée.

Le Tableau suivant indique comment on calcule les coefficients de déformation à l'aide de cette courbe.

Les lettres sans exposant p, a, E indiquent d'une façon générale la grandeur dont il s'agit, et sa valeur est comptée de l'origine des coordonnées. Lorsque la lettre est affectée d'un exposant, la grandeur est comptée du commencement de la phase correspondant à l'exposant. Pour la phase élastique, on peut généralement omettre l'exposant ^{0}, sans qu'il en résulte d'inconvénient.

PHASES.		PRESSIONS UNITAIRES comptées		DÉFORMATIONS UNITAIRES dans la direction des forces comptées		COEFFICIENT de déformation.
		du début de la phase.	du 0 (totales).	du début de la phase.	du 0 (totales).	
Élastique.....	début	0	0	0	0	
	Élastique	p^0	$p = p^0$	a^0	$a = a^0$	$E^0 = \frac{p^{0\varepsilon}}{a^{0\varepsilon}}$
	limite	$p^{0\varepsilon}$	$p^{0\varepsilon}$	$a^{0\varepsilon}$	$a^{0\varepsilon}$	
Déformantes..	1re phase	p^1	$p = p^{0\varepsilon} + p^1$	a^1	$a = a^{0\varepsilon} + a^1$	$E^1 = \frac{p^{1\varepsilon}}{a^{1\varepsilon}}$
	limite	$p^{1\varepsilon}$	$p^{0\varepsilon} + p^{1\varepsilon}$	$a^{1\varepsilon}$	$a^{0\varepsilon} + a^{1\varepsilon}$	
	2e phase	p^2	$p = p^{0\varepsilon} + p^{1\varepsilon} + p^2$	a^2	$a = a^{0\varepsilon} + a^{1\varepsilon} + a^2$	$E^2 = \frac{p^{2\varepsilon}}{a^{2\varepsilon}}$
	limite	$p^{2\varepsilon}$	$p^{0\varepsilon} + p^{1\varepsilon} + p^{2\varepsilon}$	$a^{2\varepsilon}$	$a^{0\varepsilon} + a^{1\varepsilon} + a^{2\varepsilon}$	
	3e phase	p^3	$p^{0\varepsilon} + p^{1\varepsilon} + p^{2\varepsilon} + p^3$	a^3	$a^{0\varepsilon} + a^{1\varepsilon} + a^{2\varepsilon} + a^3$	$E^3 = \frac{p^{3\varepsilon}}{a^{3\varepsilon}}$
	limite	$p^{3\varepsilon}$	$p^{0\varepsilon} + p^{1\varepsilon} + p^{2\varepsilon} + p^{3\varepsilon}$	$a^{3\varepsilon}$	$a^{0\varepsilon} + a^{1\varepsilon} + a^{3\varepsilon}$	

Chocs multiples. — Lorsque plusieurs chocs se succèdent, nous distinguons les données qui les concernent en plaçant, en indice, un chiffre romain qui rappelle le numéro du choc :

P_{II} pression totale résultant du deuxième choc,

$p''_{II} = \frac{P_{II}}{s''}$ tension du rivet résultant du second choc,

$u_{IV} = u''_{IV} = u'_{IV}$ vitesse commune résultant du quatrième choc.

Divers. — Les exemples suivants montrent que ces notations se prêtent facilement à donner des indications plus complexes :

$P^{\varepsilon'}$ pression totale correspondant à la limite élastique de l'enclume,

$P''^{1\varepsilon''}_{II}$ indique que la pression totale au contact, résultant du second choc, correspond à la limite de la première phase déformante du rivet,

l^{ε} indique une longueur dont la tension est égale à la limite élastique,

$v_0^{\varepsilon'}$ indique une vitesse initiale du marteau correspondant à la limite élastique de l'enclume,

$w^{1\varepsilon}$ indique que la vitesse dans l'onde comprimée correspond à la limite de la première phase déformante.

Le Tableau suivant donne, pour diverses températures, les pressions et les allongements unitaires des points limites des diverses phases, relevés sur les courbes de déformation des figures 6, 7 et 8; une dernière colonne donne les valeurs des coefficients de déformation des diverses phases déduits de ces chiffres.

Les coefficients de déformation et les vélocités qu'on en déduit peuvent servir dans les applications.

TABLEAU DES VALEURS DE E DANS LES DIFFÉRENTES PHASES DE DÉFORMATIONS.

TEMPÉRATURES.	PHASES relatives aux déformations.	INDICES.	CUIVRE.			ACIER M.			ACIER N.		
			p.	a.	E.	p.	a.	E.	p.	a.	E.
15°	Élastique		0	0	E = 10 000	0	0	E = 20 000	0	0	E = 20 000
		ε	18	0,8	E¹ = 121	15	"	E¹ = 514	11	"	E¹ = 658
	Déformantes. 1	1ε	25	7	E² = 24	33	3	E² = 182	50	6	E² = 78
	2	2ε	36	50		54	15	E³ = 68	68	28	E³ = 32
	3		∞	100	0	∞	100	0	∞	100	0
100°	Élastique		0	0	E =	0	0	E =	0	0	E = 19 540
		ε	16	0,5	E¹ = 73	12	"	E¹ = 600	10	"	E¹ = 462
	Déformantes. 1	1ε	24	8	E² = 25	36	4	E² = 322	47	8	E² = 104
	2	2ε	34	50		65	15	E³ = 91	72	32	E³ = 34
	3		∞	100	0	∞	100	0	∞	100	0
250°	Élastique		0	0	E =	0	0	E =	0	0	E = 18 850
		ε	14	0,5	E¹ = 50	16	"	E¹ = 720	9	"	E¹ = 571
	Déformantes. 1	1ε	21	14	E² = 18	52	5	E² = 220	49	7	E² = 109
	2	2ε	27	50		90	22	E³ = 67	73	29	E³ = 52
	3		∞	100	0	∞	100	0	∞	100	0
525°	Élastique		0	0	E =	0	0	E =	0	0	E = 17 580
		ε	8	2,5	E¹ = 57	7	"	E¹ = 520	7	"	E¹ = 394
	Déformantes. 1	1ε	12	9	E² = 1	33	5	E² = 85	40	8	E² = 65
	2	2ε	∞	100	0	∞	100	0	∞	100	0
700°	Élastique				"	0	0	E =	0	0	E = 16 780
		ε	"	"	"	5	"	E¹ = 220	5	"	E¹ = 161
	Déformantes. 1	1ε	"	"	"	16	5	E² = 64	19	0	E² = 33
	2	2ε	"	"		∞	100	0	∞	100	0
900°	Élastique				"	0	0	E =	0	0	E = 15 860
		ε	"	"	"	3	"	E¹ = 142	4	"	E¹ = 152
	Déformantes. 1	1ε	"	"	"	13	7	E² = 15	18	9	E² = 5
	2	2ε	"	"		∞	100	0	∞	100	0
1000°	Élastique				"	0	0	E =	0	0	E = 15 400
		ε	"	"	"	1	"	E¹ = 116	3	"	E¹ = 139
	Déformantes. 1	1ε	"	"	"	8	6	E² = 13	15	9	E² = 6
	2	2ε	"	"		∞	100	0	∞	100	0

V. — DYNAMIQUE.

Résumons d'abord les phénomènes de la Statique et indiquons ceux dont la Dynamique doit s'occuper.

En Statique, nous avons étudié les effets produits par une force agissant à l'extrémité d'un cylindre de faible longueur dont l'autre extrémité est fixe. Nous avons supposé que la force variait assez lentement pour que l'inertie n'intervienne pas et nous avons constaté que la matière subit simultanément une déformation et une tension, qui varient dans le même sens que la force, et qui passent par plusieurs phases paraissant tenir à différents états d'équilibre moléculaire plus ou moins stables.

A. *Phase élastique.* — Les effets de la force lui sont proportionnels et disparaissent en même temps qu'elle, la matière agit à la façon d'un ressort.

B. *Phases déformantes.* — Lorsque la grandeur de la force dépasse la limite de l'élasticité, une partie de la déformation devient permanente et la tension est accompagnée d'un échauffement. Le travail de la force ne pouvant plus s'emmagasiner entièrement à l'état de travail élastique se transforme partiellement en chaleur. En même temps la limite élastique se relève et tend vers la valeur maxima atteinte par la force; on dit que la matière s'écrouit. La déformation et la tension élastiques diminuent en même temps que la force, comme précédemment, tandis que la déformation permanente et l'échauffement persistent.

En Dynamique, nous étudierons les effets produits par une force agissant à l'extrémité d'un cylindre libre de se mettre en mouvement, alors l'inertie de la matière se joint à son élasticité pour résister à la force qui produit à la fois une déformation, une tension et un mouvement; ces différents effets s'ajoutent, en suivant chacun sa loi, en sorte qu'on retrouve en Dynamique les mêmes phases qu'en Statique (1) et dans les deux cas les phases déformantes sont accompagnées d'un échauffement.

Nous supposerons d'abord que la force apparaît subitement avec toute son intensité et disparaît (2) de même, et nous compterons le temps à partir de l'instant où elle se fait sentir; nous la supposerons uniformément répartie sur toute la base du cylindre. Nous avons dit que la matière est composée de molécules comparables à de petits ballonnets élastiques animés de mouvements stationnaires ainsi que les atomes et les corpuscules qu'ils ren-

---

(1) La déformation élastique est un phénomène géométrique, un cas de similitude. La tension est un phénomène statique dans lequel l'idée de force intervient et le mouvement est un phénomène dynamique qui fait intervenir l'idée de force, de temps et de masse. L'échauffement est un phénomène thermodynamique.

(2) Nous verrons que ces conditions se réalisent dans le choc.

ferment. Lorsqu'une force se fait sentir, son effet s'ajoute à celui de la cohésion et de la pression atmosphérique et modifie l'équilibre existant.

Nous étudierons successivement l'action d'une force sur un cylindre de longueur indéfinie qui se prête bien à l'enregistrement des phénomènes, puis sur un cylindre de longueur limitée pour montrer l'influence de l'extrémité qui peut être libre ou appuyée; enfin, nous examinerons l'effet d'un tube enveloppant le cylindre et résistant aux déformations transversales.

A. — Phase élastique.

I. Cylindre indéfini. — Considérons un cylindre de longueur indéfinie (*fig.* 10), et par la pensée partageons-le en tronçons de longueur modérée Δl que nous décomposerons eux-mêmes en tranches très minces de longueur dl comportant chacune une ou plusieurs couches de molécules.

Transmission des pressions. — Dès que la pression P se fait sentir à l'extrémité du cylindre, l'équilibre des molécules extrêmes est troublé; elles se déforment, se mettent en tension et en mouvement dans le sens de la force, tout en résistant en vertu de leur élasticité et de leur inertie, puis elles réagissent sur leurs voisines, et, après un instant dt, l'effet de la pression transmis de couche en couche s'est fait sentir dans toute l'épaisseur de la tranche dl_1 ou da qui a subi un accourcissement a et un gonflement b proportionnels à p,

$$a = \frac{p}{E} \quad \text{et} \quad b = \sigma\frac{p}{E};$$

en même temps la face de gauche de la tranche s'est déplacée d'une quantité adl en prenant une vitesse

$$\omega = \frac{a \times dl}{dt} = \frac{p}{E} \times \frac{dl}{dt}.$$

Comme dt est le temps que la pression met à faire sentir son action sur la longueur dl de la tranche, on peut poser

$$V = \frac{dl}{dt} = \frac{\omega}{a} = \frac{E}{p}\omega,$$

en désignant par V la distance à laquelle la pression se transmet pendant l'unité de temps ou, autrement dit, la vitesse de propagation ou *vélocité* [1] de la pression.

Le théorème des impulsions et des quantités de mouvement nous fournit

---

[1] Nous avons adopté le mot *vélocité*, qui rappelle l'idée de vitesse et qui est plus court que *vitesse de propagation*, pour abréger et aussi pour bien marquer qu'il n'y a pas de déplacement de matière, ce qui caractérise la vitesse proprement dite. Ce mot nous a paru plus convenable que celui de *célérité* employé par Saint-Venant.

la relation suivante :

$$P \times dt = dm \times w = \frac{dl\,sd}{g} w \qquad \text{ou} \qquad \frac{dl}{dt} = \frac{Pg}{sdw};$$

portant cette valeur dans celle de w, il vient

$$w = \frac{P}{sE} \times \frac{Pg}{sdw} \qquad \text{ou} \qquad w^2 = \left(\frac{P}{s}\right)^2 \frac{g}{dE},$$

ce qui donne les expressions suivantes :

$$w = \frac{P}{s}\sqrt{\frac{g}{dE}} = p\sqrt{\frac{g}{dE}} \qquad \text{et} \qquad V = \frac{w}{a} = \sqrt{\frac{gE}{d}}.$$

Le travail de la pression P, pendant le temps dt, a pour résultat de comprimer la tranche dl, effet statique, et de lui imprimer une vitesse w, effet dynamique qui s'ajoute à l'effet statique. Le théorème du travail et de la force vive nous donne la relation suivante :

$$P \times adl = \frac{P \times adl}{2} + \frac{dm \times w^2}{2},$$

entre le travail dépensé, le travail de compression et la force vive. Le travail de compression étant la moitié du travail dépensé est égal à la force vive

$$\frac{P \times adl}{2} = \frac{dm \times w^2}{2}.$$

On voit que l'action de la pression P sur la matière pendant le temps Δt a les résultats suivants :

Effets statiques.

Déformations	dans le sens de la force. Accourcissement.....	$a = \frac{P}{sE}$
	dans les plans perpendiculaires. Allongement....	$b = \sigma\frac{P}{sE}$
	accroissement de la section.....	$\frac{s - s_0}{s}(1 - 2\sigma)\frac{P}{sE}$
	diminution du volume.....	$\frac{v_0 - v}{v_0} = (1 - 3\sigma)\frac{P}{sE}$
Tensions.	Compression dans le sens de la force (unitaire)...	$p = \frac{P}{s}$
	Tensions transversales.....	»

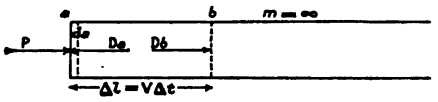
Effets dynamiques.

Vitesse de translation de la matière.....	$w = \frac{P}{s}\sqrt{\frac{g}{dE}}$
Vélocité (vitesse de propagation) des différents effets..	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$
Le travail dépensé se partage en deux parties égales...	$P \times adl = \frac{P \times a\,dl}{2} + \frac{dm \times w^2}{2}$

On remarque que les effets statiques et dynamiques de la pression sont proportionnels à sa grandeur tandis que leur vélocité n'en dépend pas; elle est la même pour toutes les pressions inférieures à la limite élastique. Il en résulte que, si la grandeur de la force varie avec le temps, ses différents effets se succèdent sans se mélanger.

Pendant les instants suivants $dt_2, dt_3, \ldots$ les tranches suivantes $dl_2, dl_3, \ldots$ se comportent comme dl_1 pendant dt_1 et reçoivent la compression p et la vitesse w, les unes après les autres; à la fin de $\Delta_1 t$ l'effet de la pression P s'est fait sentir sur une longueur $V\Delta t$ et la situation du cylindre est représentée par la figure suivante :

Fig. 10.



La partie ab est animée d'une vitesse w et a une tension p en vertu de laquelle elle exerce à ses deux extrémités des efforts de détente

$$D_a = D_b = P;$$

en a cet effet est paralysé par la pression P, mais en b il agit sur la tranche voisine et lui communique une vitesse w et une compression p que celle-ci transmet à la suivante; tout se passe comme si le point d'application de la force se déplaçait de lui-même de a en b avec une vélocité V.

En résumé, la pression P produit deux effets différents :

Un effet statique de déformation et de compression,

Un effet dynamique de mouvement,

qui absorbent chacun la moitié du travail développé par la force et qui se propagent avec la vélocité V.

Le travail développé s'emmagasine : moitié à l'état de travail élastique de compression et moitié à l'état de force vive. Ces deux effets sont d'ailleurs réversibles : par la détente, la compression peut donner de la vitesse et, lorsque le mouvement est contrarié, la force vive peut se transformer en compression. Nous en verrons des exemples.

Tant que la pression subsiste en a, les mêmes phénomènes continuent à se produire; ses impulsions donnent lieu à un *flux de quantité de mouvement* qui avance avec une vélocité V,

$$P \times dt = w \times dm,$$

en impressionnant la matière et lui communiquant une vitesse qui peut servir à mesurer la force

$$P = \frac{dm}{dt} w = \mu \times w.$$

Onde de pression. — Supposons maintenant que la pression P disparaisse

après le temps $\Delta_1 t$ et voyons ce qui va se passer. En a, la pression P n'appuyant plus la matière comprimée, la tranche dl_1 se détend vers la gauche en prenant dans cette direction une vitesse v qui correspond à sa compression :

$$dm_1 \times v = \mathrm{P}\,dt = dm_1 \times w, \qquad \text{d'où} \qquad v = w.$$

Cette vitesse égale à w détruit celle acquise au début de $\Delta_1 t$; l'effort de détente maintient d'ailleurs la pression P vers la droite, mais cette pression avance de dl dans le temps dt. En b, la situation n'ayant pas changé, l'effet de la pression continue à se propager et avance de dl pendant le temps dt; il en est de même pendant les instants suivants, si bien que la partie influencée conserve sa longueur, mais se déplace vers la droite avec la vélocité V.

On voit donc qu'après la disparition de P, ses effets continuent à se propager et donnent lieu à une onde comprimée qui se déplace dans le sens de la force et dont les données sont les suivantes :

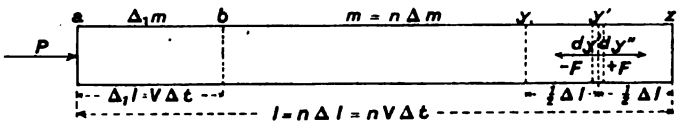
Longueur de l'onde.....	$\Delta l = \mathrm{V}\Delta t$
Compression dans l'onde.....	$p = \frac{\mathrm{P}}{s}$
Accourcissement dans le sens de la pression..	$a = \frac{\mathrm{P}}{s\mathrm{E}} = \frac{p}{\mathrm{E}}$
Vitesse de translation de la matière.....	$w = \frac{\mathrm{P}}{s}\sqrt{\frac{g}{d\mathrm{E}}} = p\sqrt{\frac{g}{d\mathrm{E}}}$
Vélocité de l'onde.....	$\mathrm{V} = \sqrt{\frac{g\mathrm{E}}{d}}$

La vélocité V atteint 5000^{m} pour le fer et l'acier, ce qui explique qu'on ne puisse ni voir, ni sentir le passage de l'onde, mais on peut constater sa présence à l'aide d'appareils assez sensibles, comme nous le verrons plus loin en parlant du choc.

II. Cylindre limité. — Supposons maintenant que le cylindre a une longueur égale à n longueurs d'ondes $l = n\Delta l = n\mathrm{V}\Delta t$.

Influence des extrémités. — Après un temps $n\Delta t$, l'onde comprimée arrive en yz; examinons comment elle s'y comporte :

Fig. 11.



En z la dernière tranche dz n'ayant plus de matière à influencer sur sa droite se détend et, comme le travail emmagasiné par la compression est égal

à la force vive de la vitesse w,

$$\frac{P \times adl}{2} = \frac{dm \times w^2}{2},$$

sa vitesse augmente de w et devient égale à $2w$; les tranches voisines de dz font comme elle les unes après les autres et la détente se propage de droite à gauche avec une vélocité $-V$.

En y l'onde continue à avancer avec la vélocité V, en sorte qu'après un temps $\frac{\Delta t}{2}$ les deux effets se rencontrent en y' au milieu de yz.

A cet instant la partie ay' du cylindre s'est détendue, est revenue au repos et ne conserve d'autre trace de l'action de P qu'un léger déplacement vers la droite,

$$D = w \times \left(n + \frac{1}{2}\right) \frac{l}{V};$$

quant à la partie $y'z$ elle est détendue et a une vitesse égale à $2w$ (¹).

La partie ay' du cylindre étant à son état naturel, sans vitesse ni tension, tandis que la partie $y'z$ a une vitesse égale à $2w$; si cette dernière partie était seulement juxtaposée au reste, elle s'en détacherait et continuerait son mouvement, mais elle est reliée au reste du cylindre par la cohésion qui entre forcément en jeu en y'; $y'z$ exerce une traction sur $y'y$ qui résiste. Ces deux efforts égaux et de sens opposés $+F$ et $-F$ agissent sur la matière située de part et d'autre de y' comme la pression P avait agi en a, et leurs effets se propagent en sens contraire de y' en z et de y' en y avec la même vélocité V, en sorte qu'ils atteignent les sections z et y au bout du même temps

$$\frac{\Delta t}{2} = \frac{1}{2} \frac{\Delta l}{V}.$$

La grandeur de ces efforts est d'ailleurs facile à déterminer si l'on remarque que les tranches voisines dy' et dy'' reliées en y' par la cohésion prennent forcément la même vitesse sous l'impulsion des forces $\pm F$, qui sont retardatrices pour dy'' et accélératrices pour dy'; si l'on appelle u cette vitesse commune, on peut écrire

$$F \times dt = dm \times u = dm \times (2w - u),$$

(¹) Il est aisé de voir que dans ces conditions la quantité de mouvement n'a pas changé :

$$\frac{m}{2} \times 2w = mw.$$

Il en est de même de la somme de la force vive et de la compression, quantités qui sont égales entre elles :

$$\frac{1}{2} \times \frac{m}{2} \times (2w)^2 + 0 = \frac{mw^2}{2} + \frac{P \times al}{2} = 2\left(\frac{mw^2}{2}\right).$$

Le centre de gravité a un mouvement uniforme.

d'où

$$2u = 2w \quad \text{et} \quad F = \frac{dm}{dt} \times u = \mu \times u = \mu w = P.$$

Après un nouvel intervalle de temps $\frac{\Delta t}{2}$, yz a repris son ancienne vitesse; sa tension p et sa déformation ont la même valeur que précédemment, mais elles ont changé de sens, $f = -p$ et $a' = -a$.

On voit qu'après un temps $(n+1)\Delta t$, la partie influencée yz est en tension par traction et animée d'une vitesse w dans le même sens que précédemment; comme du côté z rien ne s'oppose à son mouvement, elle se détend et perd sa vitesse, tandis que du côté y elle influence la couche dy' voisine par traction. En résumé, la force F donne naissance à une onde étirée rétrograde comme la force P avait donné naissance à une onde comprimée directe. C'est un véritable choc qui s'est produit en y'.

On voit de même qu'en arrivant en a l'onde étirée se transforme en onde comprimée; l'extrémité a du cylindre se détend et la longueur $\frac{ab}{2} = \frac{\Delta l}{2}$, en perdant sa tension, prend une vitesse $2w$, il en résulte un nouveau choc et une nouvelle onde comprimée qui va en z se transformer en onde étirée, comme la première; et ainsi de suite indéfiniment.

Le cylindre est parcouru par des ondes alternativement directes comprimées de a en z et rétrogrades étirées de z en a, dans lesquelles la vitesse w de la matière est toujours de même sens. Le centre de gravité du cylindre est animé d'un mouvement continu dont la vitesse est celle que prendrait un solide invariable, de même masse, soumis pendant le même temps à la même force.

Plan invariable. — Si l'extrémité du cylindre, au lieu d'être complètement libre, était juxtaposée à un plan invariable l'empêchant de se déplacer sur la droite, cette partie du cylindre ne pouvant plus, comme précédemment, se détendre en perdant sa tension et doublant de vitesse, c'est la tension qui doublerait en même temps que la vitesse s'annulerait au contact du plan invariable. L'onde comprimée directe rebondirait en z sur ce plan et retournerait en a, à l'état d'onde comprimée rétrograde, puis il se formerait en a une onde étirée directe, qui se transformerait en z en onde rétrograde comprimée, etc.

On voit qu'à la rencontre du plan invariable la vitesse se transforme momentanément en pression et change de sens. Il se produit en z un véritable choc pendant lequel, la matière fatiguant deux fois plus qu'en a, la limite de l'élasticité peut être dépassée [1]; alors cette partie du phénomène rentre dans le cas des phases déformantes.

---

[1] Cet exemple confirme ce que nous avons dit sur la nécessité de suivre l'action des forces au sein de la matière.

Tubage. — Si la partie yz du cylindre était enveloppée par un tube, nous avons vu que l'effet d'un pareil tube consiste à relever la limite élastique de compression; la valeur de la pression peut donc dépasser la limite élastique ordinaire sans produire de déformations permanentes, mais celles-ci apparaîtront lorsque la pression se transforme en traction.

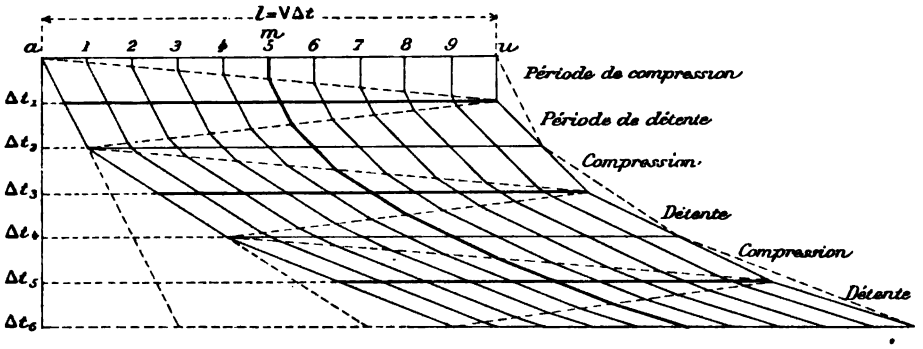
III. **Cylindre court.** — Jusqu'ici, nous nous sommes occupés d'un cylindre de très grande longueur et nous avons supposé que la pression P ne se faisait sentir à son extrémité que pendant un temps assez court pour impressionner seulement une partie de sa longueur. Mais, comme la vélocité des pressions est énorme, le contraire arrive le plus souvent; il est alors plus commode de décomposer le temps en périodes égales au temps que la pression met à parcourir le solide sur toute sa longueur,

$$\Delta t = \frac{l}{V},$$

et d'examiner ce qui se passe pendant chacune de ces périodes.

Nous avons fait cette étude en détail dans une Note antérieure [1]; nous avons vu que le solide prend un mouvement saccadé ou vermiculaire; nous nous contenterons de la résumer en quelques mots en donnant la figure qui l'accompagnait.

Fig. 12.



Le temps est compté à partir du moment où la pression se produit en a; l'axe du cylindre est divisé en parties égales, et figuré au commencement de chaque période par des traits équidistants :

Trait fin lorsque le cylindre est à son état naturel;

Trait plus gros lorsque le cylindre est comprimé.

La trajectoire de chaque division du cylindre se compose de portions de lignes droites, par suite des changements brusques de vitesse. Lorsque le cylindre est tout entier dans le même état, comprimé ou détendu, le centre de

---

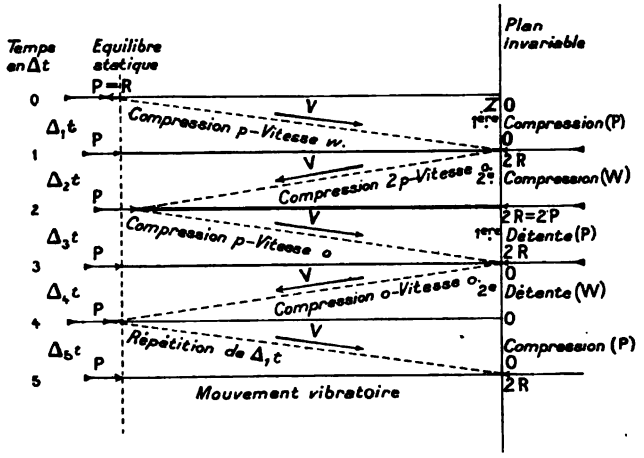
[1] *Bulletin de l'Association Technique Maritime,* Session 1902.

gravité est au milieu de la longueur; mais il n'en est pas toujours ainsi.

Il est aisé de se rendre compte qu'à la fin de chaque période paire, alors que le solide est détendu, il a la même vitesse que s'il était invariable.

Plan invariable. — Si l'extrémité du cylindre, au lieu d'être libre, est juxtaposée à un plan invariable, lorsque les effets de la pression atteignent cette extrémité à la fin de $\Delta_1 t$, ce n'est plus la tension qui s'annule par la détente et la vitesse qui double, c'est au contraire la vitesse qui s'annule et la tension qui double. La figure suivante rend compte de ce qui se passe.

Fig. 13.



Pendant $\Delta_1 t$, la résistance élastique moyenne du cylindre n'étant que la moitié de la pression P, l'inertie intervient, la matière prend progressivement de a en z une vitesse w qui lui fait dépasser sa position d'équilibre statique. Cette vitesse s'amortit pendant $\Delta_2 t$ sur le plan invariable qui supporte à la fois la pression statique qui équilibre P et la pression dynamique qui résulte de l'amortissement de w. Pendant $\Delta_3 t$, la matière se détend, prend de la vitesse et dépasse sa position d'équilibre statique et ainsi de suite.

On voit, en résumé, que le cylindre a un mouvement vibratoire longitudinal et que la pression sur le plan z, au lieu d'être constante comme en a, est nulle la moitié du temps et égale à 2P, l'autre moitié [1]. Ces vibrations se produisent dans le ressort des indicateurs de watt lorsque la pression est élevée et se produit brusquement sur le piston; elles faussent les indications et l'on a de la peine à les éviter. Dans les essais statiques de matériaux on re-

[1] On pourrait constater expérimentalement ces résultats en agissant sur un ressort en hélice, dont les déformations peuvent être considérables.

commande de faire croître les forces très lentement pour éviter les effets dynamiques, qui augmentent les réactions. Ajoutons en terminant que le plan invariable est un cas limite qui ne se réalise jamais exactement dans la pratique.

B. — Phases déformantes.

Supposons maintenant que la limite élastique de la matière qui compose le cylindre soit dépassée et que la pression soit comprise dans la seconde phase déformante

$$P = P^{0\varepsilon} + P^{1\varepsilon} + P^{2} \quad \text{et} \quad p = p^{0\varepsilon} + p^{1\varepsilon} + p^{2},$$

comme pour le point k de la figure 9.

Nous avons vu que chaque phase a des caractéristiques différentes :

	Phases			
		déformantes.		
	élastiques.			
Données de la phase.	0.	1.	2.	3.
Pression limite de la phase..	$p^{0\varepsilon}$	$p^{1\varepsilon}$	$p^{2\varepsilon}$	$p^{3\varepsilon}$
Coefficient de déformation..	E^0	E^1	E^2	E^3
Vitesse de translation w....	$w^0 = p^0\sqrt{\frac{g}{dE^0}}$	$w^1 = p^1\sqrt{\frac{g}{dE^1}}$	$w^2 = p^2\sqrt{\frac{g}{dE^2}}$	$w^3 = p^3\sqrt{\frac{g}{dE^3}}$
Vélocité V.....	$V^0 = \sqrt{\frac{gE^0}{d}}$	$V^1 = \sqrt{\frac{gE^1}{d}}$	$V^2 = \sqrt{\frac{gE^2}{d}}$	$V^3 = \sqrt{\frac{gE^3}{d}}$

I. Cylindre indéfini. — Considérons d'abord un cylindre de longueur indéfinie et supposons que la pression P agisse pendant un temps Δt; dès qu'elle se fait sentir, les trois parties dont se compose la pression totale impressionnent simultanément la matière, mais leurs effets se propagent de proche en proche avec des vélocités très différentes, car

$$V^0 > V^1 > V^2.$$

Il en résulte que les effets de $P^{0\varepsilon}$ prennent les devants et préparent pour ainsi dire la matière aux déformations permanentes en l'amenant à la limite de l'élasticité; les effets de $P^{1\varepsilon}$ suivent, mais de très loin, et amènent la matière à la limite de la première phase de déformation permanente; enfin P^2 vient encore augmenter la déformation, mais avec encore moins de vélocité.

La figure 14 montre la situation du cylindre après le temps $\Delta_1 t$. Les effets des différentes phases s'ajoutent là où ils se superposent sur la figure.

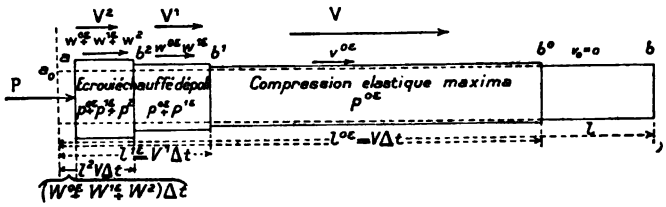
Si la pression P disparaît après le temps $\Delta_1 t$, les phénomènes suivants se produisent ensuite.

La partie $l^{0\varepsilon}$, rendue à la limite élastique, donne lieu à une onde qui s'avance avec la vélocité V.

La partie $l^{1\varepsilon}$, écrouie, échauffée et animée d'une vitesse $w^{1\varepsilon}$ en plus de w^{ε}, tend à continuer son mouvement, mais le travail considérable nécessité par la déformation permanente de la matière située devant elle absorbe promptement toute sa force vive. Elle s'arrête et change peu de longueur.

La partie l^2, plus écrouie, plus échauffée que $l^{1\varepsilon}$, et animée d'une vitesse w^2

Fig. 14.



en plus de $w^{0\varepsilon}$ et de $w^{1\varepsilon}$, se comporte comme la précédente; sa force vive disparaît promptement, et modifie peu la déformation.

II. **Cylindre limité.** — Si la longueur du cylindre est limitée en z, lorsque l'onde élastique atteint ce point, elle se détend et rétrograde; il y a lieu d'examiner ce qui se produit lorsqu'elle atteint le front de la déformation permanente. En b^1, la compression étant supérieure à p^{ε}, la détente n'en annule qu'une partie et l'excédent $p^{1\varepsilon} - p^{\varepsilon}$ impressionne la partie détendue et se propage de b^1 en z. Trois cas peuvent se présenter :

$p^{1\varepsilon} - p^{\varepsilon} < p^{\varepsilon}$	La déformation élastique est moindre que précédemment.	La détente annule la compression $p^{1\varepsilon}$ et le front de la déformation de la première phase déformante s'arrête momentanément en l^1, ou recule.
$p^{1\varepsilon} - p^{\varepsilon} = p^{\varepsilon}$	La déformation élastique est la même que précédemment.	
$p^{1\varepsilon} - p^{\varepsilon} > p^{\varepsilon}$	La déformation élastique est la même que précédemment.	La détente diminue seulement la compression et la déformation de la première phase continue à avancer.

Des phénomènes du même genre se passent lorsque la détente atteint le point b^2, front de la déformation de la deuxième phase.

Dans tous les cas, le mouvement du cylindre az s'accélère d'autant plus que la matière s'écrouit davantage, car le travail de la force produit moins de chaleur et plus de force vive.

Plan invariable. — Si l'extrémité z du cylindre au lieu d'être libre est juxtaposée à un plan invariable, lorsque la compression élastique atteint le point z, la vitesse w^{ε} s'annule et la compression passe de p^{ε} à $2p^{\varepsilon}$, en sorte qu'il se produit en z une déformation permanente rétrograde qui va au-devant des autres déformations permanentes.

Force variable. — Ce qui précède permet de se rendre compte de l'effet

d'une force variable avec le temps. Le point essentiel à ne pas oublier, c'est que, dans chaque phase de déformation, la vélocité étant constante, les effets se succèdent sans se mélanger.

L'analyse que nous venons de faire des phénomènes résultant de l'action d'une force, même constante, sur un solide élastique et déformable, comme les solides naturels, montre que cette action est bien autrement compliquée que sur un solide invariable. Ce n'est plus seulement un mouvement plus ou moins accéléré qu'on peut définir par une équation, il s'agit d'un phénomène très complexe ou plutôt d'une série de phénomènes qui se succèdent et dont les données sont modifiées brusquement non seulement par l'apparition et la disparition de la force, mais encore par l'intervention des extrémités et par les phases de déformation. On peut mettre en équation chacun des phénomènes isolés et calculer ses effets, assez approximativement, au moyen des données fournies par les courbes de déformation, mais il paraît bien difficile et même impossible de trouver une équation qui représente à la fois tous ces phénomènes entre lesquels il n'y a pas de continuité.

VI. — THÉORIE NOUVELLE.

But de la théorie. — Au début de cette étude, nous avons constaté l'insuffisance de la théorie classique du choc et la nécessité de tenir compte de la manière dont les efforts se propagent dans la matière. Nous pouvons ajouter que les formules classiques donnent seulement les changements de vitesse résultant du choc et ne fournissent aucune indication précise sur la grandeur des forces en jeu, ce qui est pourtant un point essentiel.

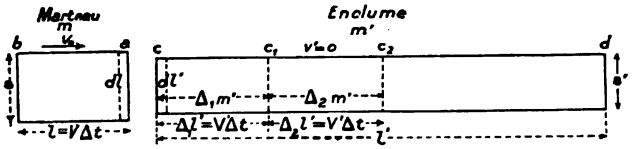
Lorsque, par suite de leur mouvement, deux corps se rencontrent et tendent à occuper le même espace, leur impénétrabilité s'y oppose, avec le concours de l'élasticité de la matière. Dans le cas simple du choc normal, c'est-à-dire si la rencontre se fait sur des surfaces normales à la direction de la vitesse relative des corps, le choc aplatit les molécules en contact, les met en tension et égalise leur vitesse; en déformant ces parties, il donne naissance, de part et d'autre de l'impact, à des tensions et à des forces de détente égales et contraires qui modifient, de proche en proche, les vitesses de la matière et les rendent égales des deux côtés de l'impact.

La théorie du choc doit permettre de déterminer : d'abord ce qui se passe au contact des deux corps, la grandeur des forces de réaction et la vitesse commune des parties voisines; puis la manière dont ces forces influencent toute la masse des corps et l'état de chacun d'eux après le choc.

C'est pour y arriver que nous avons commencé par étudier l'action statique et dynamique des forces sur les corps déformables; nous pouvons maintenant passer à l'étude du choc.

Considérons deux cylindres droits composés de matière homogène et élastique; pour faciliter le langage, nous les appellerons le *marteau* et l'*enclume;* nous les supposerons de dimensions et de matières différentes; mais, comme tout dépend de la vitesse relative des deux corps, nous pouvons supposer que

Fig. 15.



le marteau seul a une vitesse initiale, ce qui a généralement lieu dans la pratique.

Lorsque les deux corps se rencontrent, le marteau pousse l'enclume, qui réagit. La pression et la réaction sont égales,

$$P = ps = p's' = R;$$

de plus, les deux tranches en contact dl et dl' prennent forcément la même vitesse u.

Nous admettrons que la pression P se répartit également sur les bases s et s', ce qui n'est rigoureusement exact que si $s' = s$. Si la différence entre s et s' n'est pas trop grande et si la matière est assez résistante pour que les déformations transversales soient très faibles, cette hypothèse doit encore être suffisamment exacte; si, au contraire, $\frac{s'}{s}$ était grand et si la matière était peu résistante, elle deviendrait inadmissible à cause des flexions, α.

Nous supposerons que le marteau travaille toujours dans les limites de l'élasticité et que la pression l'influence dans un temps moindre que l'enclume,

$$\frac{l}{V} < \frac{l'}{V'};$$

nous décomposerons le temps en périodes égales au temps que la pression met à parcourir la longueur du marteau et nous décomposerons l'enclume en tronçons de longueur telle que la pression les influence dans le même temps que le marteau; alors

$$\Delta t = \frac{l}{V} = \frac{\Delta l'}{V'}.$$

A. — Phase élastique.

Enclume de longueur indéfinie. — Supposons d'abord l'enclume assez longue pour que l'influence de son extrémité ne se fasse pas sentir.

$\Delta_1 t$. — Dès le début de cette période, les parties du marteau et de l'enclume sont en contact et, d'après ce que nous avons vu, l'effet, pendant le temps dt, de leurs efforts mutuels peut se résumer comme suit :

	Marteau.	Enclume.
Pression totale sur la base du cylindre...	P	P
Pression unitaire et tension intérieure...	$p = \frac{P}{s}$	$p' = \frac{P}{s'}$
Accourcissement unitaire correspondant.	$a = \frac{p}{E}$	$a' = \frac{p'}{E'}$
Vitesse correspondante	$w = p\sqrt{\frac{g}{dE}}$	$w' = p'\sqrt{\frac{g}{d'E'}}$
Vélocité des pressions et de leurs effets...	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$	$V' = \sqrt{\frac{gE'}{d'}}$
Longueur de la partie influencée.....	$dl = V\,dt$	$dl' = V'dt$
Masse de la partie influencée.....	$dm = \frac{s \times V\,dt \times d}{g}$	$dm' = \frac{s' \times V'dt \times d'}{g}$

La vitesse commune u des tranches dl et dl' est égale à w' :

$$u = w' = p'\sqrt{\frac{g}{d'E'}}.$$

Comme les impulsions de part et d'autre du point de contact sont égales entre elles et égales aux variations de quantité de mouvement du marteau et de l'enclume, on peut écrire

$$P\,dt = dm(v_0 - u) = dm'(u - o),$$

ou

$$P = \frac{dm}{dt}(v_0 - u) = \frac{dm'}{dt}(u - o),$$

ou encore

$$P = \mu(v_0 - u) = \mu'(u - o),$$

en appelant μ et μ' les masses de matière impressionnées dans l'unité de temps ou, par abréviation, les *masses impressionnées* du marteau et de l'enclume :

$$\mu = \frac{dm}{dt} = \frac{s \times V\,dt \times d}{g\,dt} = \frac{sVd}{g} = s\sqrt{\frac{dE}{g}}$$

et

$$\mu' = \frac{dm'}{dt} = \frac{s' \times V'\,dt \times d'}{g\,dt} = \frac{s'V'd'}{g} = s'\sqrt{\frac{d'E'}{g}}.$$

En adoptant ces notations, on arrive aux valeurs suivantes :

$$u = v_0\frac{\mu}{\mu + \mu'} \quad \text{et} \quad P = v_0\frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} \quad (^1);$$

(1) On peut mettre les valeurs de u et de P sous une autre forme en développant le rap-

d'où

$$p = v_0 \sqrt{\frac{dE}{g}} \frac{\mu'}{\mu + \mu'} \qquad \text{et} \qquad p' = v_0 \sqrt{\frac{d'E'}{g}} \frac{\mu}{\mu + \mu'}.$$

Le rapport des masses influencées joue un rôle très important dans le choc, comme le montrent les exemples suivants :

$$\frac{\mu'}{\mu} = \infty, \qquad u = 0, \qquad P = v_0 \times \mu,$$

$$\frac{\mu'}{\mu} = 1, \qquad u = \frac{1}{2} v_0, \qquad P = \frac{1}{2} v_0 \times \mu,$$

$$\frac{\mu'}{\mu} = 0, \qquad u = v_0, \qquad P = v_0 \times \mu'.$$

Généralement, l'enclume étant beaucoup plus grosse et plus massive que le marteau, $\frac{\mu'}{\mu}$ est plus grand que l'unité, ce rapport peut cependant être très inférieur à l'unité, par exemple si l'enclume est formée par un ressort (¹).

On remarque que, dans tous les cas, les valeurs de u et de P sont proportionnelles à la vitesse initiale du marteau et à une fonction des masses influencées.

Les effets du choc, qui se manifestent pendant le premier instant dt après

---

port $\frac{\mu}{\mu + \mu'}$; il vient alors

$$u = v_0 \times \frac{\mu}{\mu + \mu'} = v_0 \times \left[1 - \frac{\mu'}{\mu} + \left(\frac{\mu'}{\mu}\right)^2 - \left(\frac{\mu'}{\mu}\right)^3 \cdots\right],$$

$$P = v_0 \times \mu' \frac{\mu}{\mu + \mu'} = v_0 \times \mu' \left[1 - \frac{\mu'}{\mu} + \left(\frac{\mu'}{\mu}\right)^2 - \left(\frac{\mu'}{\mu}\right)^3 \cdots\right].$$

Cette nouvelle forme n'a d'intérêt que lorsque la masse influencée du marteau est beaucoup plus grande que celle de l'enclume; alors le rapport $\frac{\mu'}{\mu} = \alpha$ peut être assez petit pour que les puissances de α supérieures au premier degré soient négligeables; dans ce cas

$$u = v_0(1 - \alpha) \qquad \text{et} \qquad P = v_0 \times \mu'(1 - \alpha),$$

et, si α lui-même est négligeable,

$$u = v_0 \qquad \text{et} \qquad P = v_0 \times \mu'.$$

Mais il faut tenir compte du premier terme du développement si les produits $\mu \times u$ ou $\mu \times P$ se rencontrent dans les calculs.

Si l'enclume μ' a une vitesse initiale v'_0, alors

$$u = \frac{\mu v_0 + \mu' v'_0}{\mu + \mu'} \qquad \text{et} \qquad P = (v_0 - v'_0) \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}.$$

(¹) L'enclume peut être formée par un ou plusieurs ressorts en hélice, réunis aux extrémités par de petites couronnes soudées, et l'ensemble peut avoir le même diamètre que le marteau. Dans ces conditions, la masse influencée de l'enclume $\mu' = s'V'd'$ est forcément beaucoup plus petite que celle du marteau.

la rencontre du marteau et de l'enclume, se propagent pendant toute la période de temps $\Delta_1 t$ sans changer de valeur.

A la fin de ce temps, le marteau est influencé sur toute sa longueur et l'enclume sur une longueur $\Delta l' = l\frac{V'}{V}$; les masses correspondantes ont même vitesse

$$v_1 = v'_1 = u = w'.$$

La quantité de mouvement initiale du marteau est répartie entre lui et l'enclume, proportionnellement aux masses influencées

$$mv_0 = (m + \Delta_1 m')u;$$

quant à la force vive initiale, une partie reste à cet état, tandis qu'une autre partie se transforme en travail de compression élastique; le tout se partage entre les masses influencées du marteau et de l'enclume comme suit :

$$\frac{mv_0^2}{2} = \begin{cases} \frac{mu^2}{2} + \frac{Pla}{2} & \text{(marteau)}, \\ \frac{\Delta_1 m' u^2}{2} + \frac{P\Delta_1 l' a'}{2} & \text{(enclume)}; \end{cases}$$

on sait d'ailleurs que

$$\frac{m \times u^2}{2} = \frac{Pla}{2} \quad \text{et que} \quad \frac{\Delta_1 m' \times u^2}{2} = \frac{P\Delta_1 l' \times a'}{2}.$$

$\Delta_2 t$. — Pendant la deuxième période, le marteau et l'enclume ne se comportent pas de même.

Le marteau se détend vers la gauche en perdant autant de vitesse que pendant $\Delta_1 t$; à la fin de $\Delta_2 t$, sa vitesse est donc

$$v_2 = v_0 - 2(v_0 - u) = 2u - v_0 = v_0\left(\frac{2\mu}{\mu + \mu'} - 1\right) = v_0\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'};$$

elle peut être positive ou négative.

Du côté de l'enclume, les effets du choc continuent à se propager vers la droite dans les mêmes conditions que précédemment.

Pendant toute la double période $\Delta_1 t + \Delta_2 t$, la pression au contact reste la même.

A la fin de $\Delta_2 t$, la situation est la suivante :

Marteau, complètement détendu..... $v_2 = v_0\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}$

Enclume, sur une longueur $2\Delta l' \ldots p' = v_0\sqrt{\frac{d'E'}{g}}\frac{\mu}{\mu + \mu'} \ldots$ $v'_2 = v_0\frac{\mu}{\mu + \mu'}$

Dans ces conditions, les extrémités en contact du marteau et de l'enclume ne paraissent pas en équilibre; mais, pour être bien fixé, on peut remarquer que la tension et la vitesse de l'enclume, provenant toutes deux de la pres-

sion P, sont équivalentes, c'est-à-dire que la matière en se détendant dans une direction opposée à celle de la vitesse se trouverait au repos; la vitesse relative du marteau et de l'enclume détendue serait alors

$$v_2 - o = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}.$$

Trois cas peuvent se présenter :

	I.	II.	III.
Cette vitesse peut être....	négative	nulle	ou positive
autrement dit.....	$v_2 < o$	$v_2 = o$	$v_2 > o$
suivant que.....	$\mu < \mu'$	$\mu = \mu'$	$\mu > \mu'$
ou encore que.....	$s\sqrt{d\mathrm{E}} < s'\sqrt{d'\mathrm{E}'}$	$s\sqrt{d\mathrm{E}} = s'\sqrt{d'\mathrm{E}'}$	$s\sqrt{d\mathrm{E}} > s'\sqrt{d'\mathrm{E}}$

I. $\mu < \mu'$. — Si la masse influencée du marteau est plus petite que celle de l'enclume :

Le marteau rebondit avec la vitesse v_2 qui est négative. L'extrémité de l'enclume, après un léger déplacement, revient au repos. Les deux corps se séparent. Le choc est terminé.

La quantité de mouvement du marteau, positive avant le choc, est négative après. Les impulsions des pressions au contact étant constamment égales et contraires, il en résulte que toute la quantité de mouvement perdue par le marteau passe dans l'enclume et que la somme algébrique des quantités de mouvement des deux corps est constante, en sorte que la vitesse du centre de gravité de l'ensemble ne varie pas. Dans le cas présent, la quantité de mouvement de l'enclume est égale à la somme des valeurs absolues de la quantité de mouvement du marteau avant et après le choc.

La force vive de l'ensemble, ne pouvant pas rester constante en même temps que la quantité de mouvement, se transforme partiellement en travail élastique équivalent et réversible. L'énergie totale reste constante.

L'énergie du marteau, qui après comme avant le choc est tout entière en force vive, ne peut pas être la même dans les deux cas, car une partie de l'énergie primitive est passée dans l'enclume, où elle se retrouve à l'état d'onde comprimée; il en résulte que la vitesse de rebondissement ne peut pas être égale à la vitesse avant le choc.

II. $\mu = \mu'$. — Si la masse influencée du marteau et celle de l'enclume sont égales, ce qui a lieu notamment s'ils sont identiques :

Le marteau n'ayant plus de vitesse, $v_2 = o$, reste immobile.

L'extrémité de l'enclume perd sa vitesse en se détendant.

Le choc est terminé, le marteau et l'extrémité de l'enclume ont subi un léger déplacement et restent au contact sans vitesse ni pression.

L'enclume est parcourue par une onde comprimée, dans laquelle se retrouve toute la quantité de mouvement et l'énergie qu'avait le marteau avant le choc.

III. $\mu > \mu'$. — Si la masse influencée du marteau est plus grande que celle de l'enclume :

Le marteau n'ayant pas perdu toute sa vitesse $v_2 > 0$, à la fin de $\Delta_2 t$, et l'extrémité de l'enclume ayant une tension suffisante pour revenir au repos par la détente, il n'y a pas équilibre entre les extrémités en contact de ces deux corps. Au moment où la tension du marteau disparaît, l'équilibre est rompu et il se produit entre les deux corps un nouveau choc dont l'intensité dépend de la vitesse que conserve le marteau, car l'enclume revient au repos en se détendant,

$$v_2 - 0 = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'};$$

c'est ce choc que nous allons étudier maintenant.

$\Delta_3 t + \Delta_4 t$. — Pour ce second choc, comme pour le premier, la pression P_3 au point d'impact reste la même pendant deux périodes de temps, ainsi que la vitesse commune u_3. Il suffit d'ailleurs pour trouver leurs valeurs de remplacer, dans les formules que nous avons trouvées, v_0 par v_2; il vient alors

$$u_3 = v_2 \frac{\mu}{\mu + \mu'} = v_0 \frac{\mu'}{\mu + \mu'} \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'};$$

$$P_3 = v_2 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}.$$

A la fin de ces deux périodes le marteau est détendu et a une vitesse

$$v_4 = v_2 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'} = v_0 \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^2.$$

L'enclume est comprimée et a une vitesse équivalente, en sorte que, si son extrémité a était libre de se détendre, elle reviendrait au repos; la vitesse relative du marteau et de l'enclume serait alors

$$v_4 - 0 = v_0 \left(\frac{\mu' - \mu}{\mu + \mu'}\right)^2.$$

Cette vitesse relative donnerait lieu à un troisième choc et ainsi de suite indéfiniment.

On voit que, lorsque la masse influencée du marteau est plus grande que celle de l'enclume, le phénomène n'est pas terminé après le temps $2\Delta t$, comme dans les deux autres cas; au premier choc en succède une série d'autres ayant tous la même durée $2\Delta t$, et dans lesquels la vitesse de rencontre décroît en progression géométrique.

Pendant chaque période double, une fraction de la quantité de mouvement du marteau passe dans l'enclume, y produit une onde comprimée et ces ondes de même longueur, mais de plus en plus faibles, se succèdent avec la même vélocité. On peut dire que le marteau décharge dans l'enclume sa

quantité de mouvement en produisant dans celle-ci un courant ou plutôt un flux de quantité de mouvement qui chemine avec une grande vélocité.

Dans les deux premiers cas $\mu \leqq \mu'$ l'extrémité gauche de l'enclume, immobile avant et après le choc, subit pendant sa durée

$$2\Delta t = 2\frac{l}{V}$$

un déplacement D_2 qui est égal à l'accourcissement de la partie influencée, ou au chemin parcouru en vertu de la vitesse commune,

$$D_2 = 2a' \times l\frac{V'}{V} = 2u\,\Delta t = 2v_0\frac{\mu}{\mu+\mu'} \times \frac{l}{V} = \frac{2v_0}{g}\,\frac{sld}{\mu+\mu'},$$

et qui est proportionnel à la vitesse initiale et à la masse du marteau, et en raison inverse de la somme des masses influencées.

Dans le troisième cas, $\mu > \mu'$, la durée du phénomène n'est pas limitée puisqu'elle se compose d'une série de périodes doubles, toutes égales. Le déplacement de l'extrémité gauche de l'enclume, somme des déplacements pendant ces périodes doubles, est donné par la formule suivante :

$$\Sigma 2u\Delta t = \frac{2v_0}{g}\,\frac{sld}{\mu+\mu'}(1+\gamma+\gamma^2+\gamma^3+\ldots),$$

en appelant γ le rapport $\frac{\mu'-\mu}{\mu+\mu'} < 1$.

Remplaçant le terme $(\gamma+\gamma^2+\gamma^3+\ldots)$ par sa valeur $\frac{1}{1-\gamma}$ il vient

$$\Sigma 2u\Delta t = \frac{2v_0}{g}\,\frac{sld}{1-\gamma} = \frac{2v_0}{g}\,\frac{sld}{\mu+\mu} \times \frac{\mu+\mu'}{2\mu} = v_0\frac{m}{\mu'},$$

ou

$$\frac{\Sigma 2u\Delta t}{D_2} = \frac{\mu+\mu'}{2\mu}.$$

Le Tableau suivant résume les résultats des calculs relatifs aux données principales de chaque période double. Rappelons que :

$$m = \frac{sld}{g}, \qquad \Delta t = \frac{l}{V}, \qquad \mu = \frac{m}{\Delta t} = \frac{sVd}{g}, \qquad \mu' = \frac{s'V'd'}{g}.$$

Nota. — Dans tout ce qui précède, l'extrémité de l'enclume, étant au repos ou y étant ramenée par la détente, n'a pas de vitesse au moment du choc, ce qui simplifie les formules. Dans le cas contraire, les valeurs de la vitesse commune et de la pression au contact seraient :

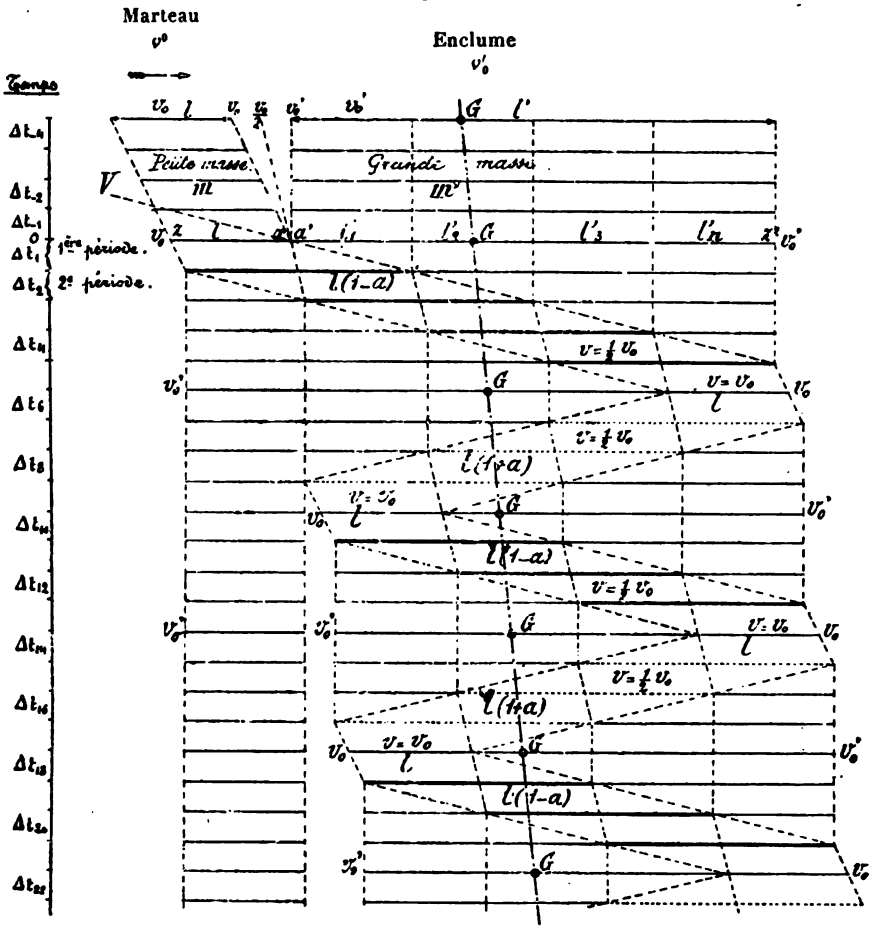
$$u = \frac{\mu v_0 + \mu' v'_0}{\mu+\mu'} \qquad \text{et} \qquad P = (v_0 - v'_0)\,\frac{\mu \times \mu'}{\mu+\mu'}.$$

CHOC ÉLASTIQUE.

Période double. Numéro.....	I.	II.	N.
Durée.....	$\Delta_1 t + \Delta_2 t$	$\Delta_3 t + \Delta_4 t$	$\Delta_{2n-1} t + \Delta_{2n} t$
Vitesse initiale.....	v_0	v_2	v_{2n-2}
$\frac{\text{Impulsions}}{\Delta t}$ égales aux $\frac{\text{quantités de mouvement}}{\Delta t}$.	$P_1 = P_2 = \mu(v_0 - u_1) = \mu' u_1$	$P_3 = P_4 = \mu(v_2 - u_3) = \mu' u_3$	$P_{2n-1} = P_{2n} = \mu(v_{2n-2} - u_{2n-1}) = \mu u_{2n-1}$.
Vitesse commune.....	$u_1(\mu + \mu') = \mu v_0$	$u_3(\mu + \mu') = \mu v_2$	$u_{2n-1}(\mu + \mu') = \mu v_{2n-2}$
	$u_1 = u_2 = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'}$	$u_3 = v_2 \frac{\mu}{\mu + \mu'} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'} \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)$	$u_{2n-1} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'} \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^{n-1}$
Pression au contact.....	$P_1 = P_2 = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}$	$P_3 = v_2 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)$	$P_{2n-1} = P_{2n} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'} \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^{n-1}$
Déplacement de l'extrémité de la barre.....	$D_2 = 2 u_1 \frac{l}{V}$	$D_4 = 2 u_3 \frac{l}{V} = v_2 \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \frac{l}{V}$	$D_{2n} = 2 u_{2n-1} \frac{l}{V} = v_{2n-2} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \frac{l}{V}$
	$D_2 = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} = \frac{v_0}{g} \frac{2sld}{\mu + \mu'}$	$D_4 = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)$	$D_{2n} = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^{n-1}$
Vitesse restante.....	$v_2 = 2 u_1 - v_0 = v_2 = v_0 \left(\frac{2\mu}{\mu + \mu'} - 1\right)$	$v_4 = 2 u_3 = v_2 = v_0 \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right) \left(\frac{2\mu}{\mu + \mu'} - 1\right)$	$v_{2n} = 2 u_{2n-1} - v_{2n} = v_0 \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right) \left(\frac{2\mu}{\mu + \mu'} - 1\right)$
	$v_2 = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}$	$v_4 = v_0 \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^2$	$v_{2n} = v_0 \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^n$
Déplacement total.....	$D_2 = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'}$	$D_2 + D_4 = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \left(1 + \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)$	$\Sigma_2^{2n} D = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \frac{1 - \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^n}{1 + \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}}$

Enclume de longueur limitée. — Si la longueur de l'enclume est limitée, les ondes directes comprimées deviennent rétrogrades et étirées en atteignant son extrémité. Nous avons analysé les phénomènes qui se produisent dans une étude antérieure ([1]). Nous nous contenterons de donner la figure suivante relative au choc de deux cylindres composés de la même matière, ayant même section et un rapport de 4 pour les longueurs.

Fig. 16.



——— Trait fin, la matière est à son état naturel.
▬▬▬ Trait gros, la matière est comprimée.
- - - - - Trait pointillé, la matière est dilatée.

([1]) *Les théories du choc et l'expérience* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, Session de 1903).

La durée du choc proprement dit est de :

$$2\Delta t = 2\frac{l}{V};$$

après le choc, le marteau n'a plus de vitesse et l'enclume est parcourue par des ondes alternativement comprimées et déprimées de longueur $2l$. Le choc réalise le cas d'une force agissant pendant un temps $2\Delta t$ sur un cylindre de longueur limitée.

Plan invariable. — Si l'enclume est juxtaposée à un plan invariable, les ondes directes comprimées se réfléchissent sur ce plan; elles deviennent rétrogrades comprimées, et modifient encore la vitesse relative du marteau et de l'enclume. La pression contre le plan est égale à $2P$.

Enclume tubée. — L'effet d'un tube autour de l'enclume est, comme nous l'avons dit, de reculer sa limite élastique; elle résistera donc davantage à la déformation, par compression, mais il n'en est pas de même pour la traction.

B. — Phases déformantes.

Comme dans la phase élastique, la rencontre du marteau et de l'enclume fait naître, au point d'impact, deux forces égales et contraires, et les parties qui se touchent prennent la même vitesse; mais nous avons vu que, lorsque les limites de l'élasticité sont dépassées, les différentes parties du cylindre ne prennent pas toutes la même vitesse sous l'action d'une force.

Supposons le marteau beaucoup plus résistant que l'enclume :

$$p^{\varepsilon} > p'^{\varepsilon} + p'^{1\varepsilon}.$$

Alors, la vitesse initiale du marteau v_0 allant en croissant, il arrive un moment où la pression P correspond à la limite élastique de l'enclume :

$$P = P^{\varepsilon'} = p'^{\varepsilon} \times s' = v_0^{\varepsilon'} \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} \qquad \text{et} \qquad u^{\varepsilon'} = v_0^{\varepsilon'} \frac{\mu}{\mu + \mu'},$$

ce qui donne, pour la valeur de cette vitesse initiale,

$$v_0^{\varepsilon'} = p'^{\varepsilon} s' \frac{\mu + \mu'}{\mu \times \mu'}.$$

La vitesse initiale du marteau croissant toujours, la pression au contact augmente également; du côté du marteau, elle reste dans la limite de l'élasticité; mais, du côté de l'enclume, elle dépasse cette limite sans toutefois

atteindre encore la première limite déformante; alors

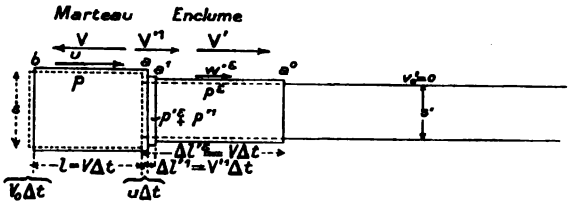
$$P < P^{\varepsilon} \qquad \text{et} \qquad P = P'^{2} + P'^{1}.$$

$\Delta_1 t$. — Dans ces conditions, pendant la période $\Delta_1 t$, on a :

Du côté du marteau.	Pression donnant naissance à des effets élastiques.....	P
	Vélocité de ces effets.....	V
	Masse impressionnée, tout le marteau.....	$\mu^0 \Delta_1 t$
Vitesse commune au contact du marteau et de l'enclume.....		u
Du côté de l'enclume.	Pression donnant naissance à des effets élastiques.....	P'^{ε}
	Vélocité de ces effets.....	V'
	Masse impressionnée pendant la période.....	$\mu'^0 \Delta_1 t$
	Pression donnant naissance à des effets déformants....	P'^1
	Vélocité de ces effets.....	V'^1
	Masse impressionnée pendant la période.....	$\mu'^1 \Delta_1 t$

Comme V' est plus grand que V'^1, les effets élastiques prennent les devants sur les autres, et, à la fin de la période, la situation du marteau et de l'enclume peut se représenter comme suit :

Fig. 17.



Pour trouver les valeurs de P et de u, appliquons le théorème des quantités de mouvement pendant le temps $\Delta_1 t$ et, pour cela, égalons l'impulsion des pressions à la fois à la variation de quantité de mouvement du marteau et de l'enclume, dont les parties influencées n'ont pas partout la même vitesse; il vient, en remarquant que $\Delta_1 t = \Delta t$ et que $\mu^0 = \mu$,

$$\begin{aligned} P \times \Delta t &= \mu \Delta t \times (v_0 - u) \\ &= (P^{\varepsilon'} + P'^1) \times \Delta t = \mu'^1 \Delta t \times u + (\mu'^0 - \mu'^1) \Delta t \times w'^{\varepsilon'} \end{aligned}$$

ou, en simplifiant,

$$P = \mu \times (v_0 - u) = \mu'^1 \times u + (\mu'^0 - \mu'^1) w'^{\varepsilon'},$$

équation double qu'on peut énoncer de la manière suivante :

Pendant la première période, la pression au contact est égale, d'une part, au produit de la masse impressionnée du marteau par sa variation de vitesse, et, d'autre part, à la somme des produits de la masse impressionnée d'une

façon permanente de l'enclume, multipliée par la vitesse commune que prend cette partie de l'enclume, et de la différence entre les masses impressionnées élastiquement et définitivement de l'enclume, multipliée par la vitesse correspondant à la limite élastique de cette enclume.

Ces équations donnent les valeurs suivantes pour P et u :

$$u = \frac{v_0\mu - w^{\varepsilon'}(\mu'^0 - \mu'^1)}{\mu + \mu'^1} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'^1} - w'^{\varepsilon} \frac{\mu'^0 - \mu'^1}{\mu + \mu'^1},$$

$$P = \mu \frac{v_0(\mu + \mu'^1) - v_0\mu + w'^{\varepsilon}(\mu'^0 - \mu'^1)}{\mu + \mu'^1} = v_0 \frac{\mu \times \mu'^1}{\mu + \mu'^1} + w'^{\varepsilon} \frac{\mu'^0 - \mu'^1}{\mu + \mu'^1}.$$

$\Delta_2 t$. — Pendant la seconde période de temps $\Delta_2 t$, le marteau se détend sur la gauche, mais la pression ne change pas au point de contact, et les mêmes effets continuent à se propager, sur la droite, dans l'enclume, en sorte que, à la fin de la seconde période, la masse influencée est doublée de longueur.

Le déplacement D_2 de la face arrière de l'enclume, à la fin de la seconde période, est donc

$$D_2 = 2u\,\Delta t = 2u\frac{l}{V} = v_0 \times 2\frac{l}{V}\frac{\mu}{\mu + \mu'^1} - w'^{\varepsilon} 2\frac{l}{V}\frac{\mu'^0 - \mu'^1}{\mu + \mu'^1}.$$

Ce déplacement est en partie élastique et en partie permanent; la partie élastique correspond à la vitesse initiale du marteau qui amènerait l'enclume à sa limite élastique et qui produirait un déplacement

$$D_2^{\varepsilon'} = 2v_0^{\varepsilon'}\frac{\mu}{\mu + \mu'}\Delta t = 2v_0^{\varepsilon'}\frac{l}{V}\frac{\mu}{\mu + \mu'},$$

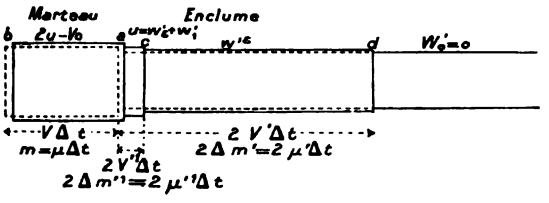
en négligeant l'influence de l'écrouissage qui relève la limite élastique de $\Delta l'^1$, d'ailleurs très court relativement à $\Delta l'^{\varepsilon}$.

La déformation permanente est la différence du déplacement total, diminué de ce déplacement élastique,

$$D_2 - D_2^{\varepsilon'} = \left(v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'^1} - w'^{\varepsilon}\frac{\mu'^0 - \mu'^1}{\mu + \mu'^1} - v_0^{\varepsilon'}\frac{\mu}{\mu + \mu'}\right)\frac{2l}{V}.$$

A la fin du temps $\Delta_2 t$, la situation peut se représenter comme suit :

Fig. 18.



Le marteau est détendu et, comme il a perdu autant de vitesse dans la

deuxième période que pendant la première,

$$v_2 = v_0 - 2(v_0 - u_1) = 2u_1 - v_0,$$

ou

$$v_2 = \frac{2v_0\mu - 2w'^{\varepsilon}(\mu'^0 - \mu'^1) - v_0(\mu + \mu'^1)}{\mu + \mu'^1},$$

ou

$$v_2 = \frac{v_0(\mu - \mu'^1) - 2w'^{\varepsilon}(\mu'^0 - \mu'^1)}{\mu + \mu'^1}.$$

La longueur de l'enclume, influencée par le choc, se compose de deux parties qui sont dans des conditions fort différentes; *cd* est rendue à la limite élastique et *ac* a subi, en outre, une déformation permanente qui rapproche sa section de celle du marteau et un écrouissage qui a relevé sa limite élastique jusqu'à celle du marteau, ce qui fait que cette partie se détend à la suite du marteau, prolongeant la période de détente d'un temps très court,

$$\frac{ac}{V'} = 2\Delta t\,\frac{V'^1 - u}{V'};$$

on peut considérer, sans grande erreur, *ac* comme faisant maintenant partie du marteau. En réalité, il se produit en *a* un léger choc parce que marteau et enclume n'ont exactement ni même section, ni même composition, mais ce choc est peu important. Ceci admis, après le temps $2\Delta t + \frac{ac}{V'}$, le marteau et *ac*, qui en fait pour ainsi dire partie, ont une vitesse voisine de v_2, tandis que *cd* a la vitesse w'^{ε} et la tension correspondante. Si *cd* était libre, cette partie se détendrait vers la gauche et reviendrait progressivement au repos de *c* en *d*; dans ces conditions, la vitesse relative de la matière située des deux côtés du plan *c* serait sensiblement v_2. On voit qu'à l'instant considéré il se produit en *c* un choc [1] moins violent que le premier, car $v_2 < v_0$; suivant que v_2 est plus grand ou plus petit que v_0^{ε}, ce choc est déformant comme le premier, ou seulement élastique.

Après ce second choc, il s'en produit une série d'autres qui vont en diminuant d'intensité, comme dans le cas du choc élastique. On voit que le phénomène se complique après le temps $2\Delta t$, pendant lequel la pression au contact reste constante; cette première période double est d'ailleurs la plus importante, c'est celle où la vitesse relative est la plus grande et la pression la plus élevée.

Le Tableau suivant résume ce que nous venons de dire et donne les ré-

---

[1] En réalité, ce sont deux chocs qui se succèdent très rapidement en *a* et en *c*, mais les modifications résultant du premier sont très faibles et seraient même nulles si le marteau et l'enclume déformée et écrouie avaient les mêmes valeurs pour la section et le coefficient d'écrouissage.

sultats du choc dans les conditions suivantes : il ne donne que la première période double dans le cas général, mais il donne les autres périodes dans le cas où le rapport $\frac{\mu'^1}{\mu} = \alpha'$ est assez petit pour qu'on puisse négliger les puissances supérieures à l'unité, ce qui paraît admissible dans un grand nombre de cas, notamment lorsque l'enclume est portée à une température élevée.

Par dérogation aux notations adoptées, on a écrit

$$\mu'' \text{ au lieu de } \mu'^1, \qquad w'_\varepsilon \text{ au lieu de } w^{\varepsilon'} \qquad \text{et} \qquad v_{0\varepsilon'} \text{ au lieu de } v^{\varepsilon'}_0.$$

Rappelons, en outre, que

$$\mu = \frac{m}{\Delta t} = \frac{s V d}{g}, \qquad \mu' = \frac{\Delta m'}{\Delta t}, \qquad \mu'' = \frac{\Delta m''}{\Delta t}$$

et que

$$\alpha = \frac{\mu'}{\mu} \qquad \text{et} \qquad \alpha' = \frac{\mu''}{\mu}.$$

(²) Page 261. — M. P. Duhem, l'éminent professeur de Physique théorique de la Faculté des Sciences de Bordeaux, s'exprime de la manière suivante, dans son Livre intitulé : *L'évolution de la Mécanique,* pages 158 et 159 :

« Parmi ceux qui se refusent à admettre l'idée de force comme une notion première, il en est, comme de Saint-Venant et Kirchhoff, qui conservent tout de la Mécanique de Lagrange, mais en y regardant simplement la notion de force comme une notion dérivée; qui, dans le produit de la masse d'un point matériel par son accélération, veulent voir non pas un symbole quantitatif capable de représenter les diverses intensités de la force, de lui servir de mesure, mais la définition même de la force. Ils ont quelque peine à conduire logiquement jusqu'aux applications physiques leur doctrine purement nominaliste, à éviter la rentrée plus ou moins tardive du concept qu'ils ont chassé des débuts de la Mécanique. A partir d'égalités qui sont vraies *par définition,* leur Dynamique se déroule avec un ordre parfait et un enchaînement impeccable; mais ce qui fait sa rigueur fait aussi sa stérilité, car elle n'écrit que des identités; pour transformer ces identités en jugements synthétiques qui nous apprennent quelque chose sur les corps et leurs mouvements, il lui faut briser sa rigidité analytique; au moment de traiter des forces particulières que considère le physicien, il lui faut reprendre toutes les intuitions expérimentales dont elle avait, à ses débuts, dépouillé la notion générale de force. Aussi cette méthode est-elle surtout en faveur auprès de ceux qui, après avoir exposé une *Mécanique* rationnelle aussi rigoureuse qu'inféconde, abandonnent, au seuil de la Physique, leurs disciples ignorants des difficultés qu'ils vont rencontrer et des méthodes qui les peuvent résoudre. »

CHOC DÉFORMANT.	CAS GÉNÉRAL.	α' ASSEZ PETIT POUR
Périodes doubles. { Numéros.....	I.	I.
Durée.....	$\Delta_1 t = \Delta_2 t = \frac{2l}{V}$	$\Delta_1 t = \Delta_2 t$
Vitesses initiales.....	v_0	v_0
$\frac{\text{Impulsions}}{\Delta t}$ égales aux $\frac{\text{quantités de mouvement}}{\Delta t}$.	$P_1 = P_2 \begin{cases} = \mu(v_0 - \mu_1) \\ = \mu'' u_1 + (\mu' - \mu'') w'_1 \\ = \mu[\alpha' u_1 + (\alpha - \alpha') w'_1] \end{cases}$	"
Vitesses communes....	$u_1(1+\alpha') = v_0 - w'_1(\alpha - \alpha')$	$u_1(1+\alpha') = v_0 - w'_1(\alpha - \alpha')$
		$\frac{u_1}{1-\alpha'} = v_0 - w'_1(\alpha - \alpha')$
	$u_1 = v_0 \frac{1}{1+\alpha'} - w'_1 \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'}$	$u_1 = \begin{cases} + v_0(1-\alpha') \\ - w'_1(\alpha - \alpha')(1-\alpha') \end{cases}$
	$P_1 = P_2 = \mu[\alpha' u_1 + (\alpha - \alpha') w'_1]$	$P_1 = P_2 = \mu[\alpha' u_1 + (\alpha - \alpha') w'_1]$
Pressions au contact.....	$P_1 = P_2 = \mu \begin{cases} + v_0 \frac{\alpha'}{1+\alpha'} \\ - w'_1 \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'} \\ + w'_1(\alpha - \alpha') \end{cases}$	$= \mu \begin{cases} + \alpha' v_0(1-\alpha') \\ - \alpha' w'_1(\alpha - \alpha')(1-\alpha') \\ + w'_1(\alpha - \alpha') \end{cases}$
	$P_1 = P_2 = v_0 \frac{\mu''}{1+\alpha'} + w'_1 \frac{\mu - \mu''}{1+\alpha'}$	$P_1 = P_2 = \begin{cases} + v_0 \mu''(1-\alpha') \\ + w'_1(\mu' - \mu'')(1-\alpha') \end{cases}$
Déformations permanentes de la barre.	$D_2 = 2 u_1 \frac{l}{V} - 2 w_{0t'} \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	$D_2 = 2 u_1 \frac{l}{V} - 2 v_{0t'} \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$
	$D_2 = 2 \frac{l}{V} \begin{cases} + v_0 \frac{1}{1+\alpha'} \\ - w'_1 \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'} \\ - w'_1 \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$	$D_2 = 2 \frac{l}{V} \begin{cases} + v_0(1-\alpha') \\ - w'_1(\alpha - \alpha')(1-\alpha') \\ - v_{0t'} \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$
Vitesses restantes.....	$v_2 = 2 u_1 - v_0$	$v_2 = 2 u_1 - v_0$
	$v_2 = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2 \frac{1}{1+\alpha'} \\ - 1 \end{cases} \\ - w'_1 2 \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'} \end{cases}$	$v_2 = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2(1-\alpha') \\ - 1 \end{cases} \\ - w'_1(\alpha - \alpha') 2(1-\alpha') \end{cases}$
	$v_2 = v_0 \frac{1-\alpha}{1+\alpha'} - w'_1 2 \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'}$	$v_2 = \begin{cases} + v_0(1 - 2\alpha') \\ - w'_1(\alpha - \alpha') 2(1-\alpha') \end{cases}$

QU'ON PUISSE NÉGLIGER LES TERMES EN α'^2, α'^3, ...

POSONS POUR SIMPLIFIER LES ÉCRITURES $\begin{cases} n-1=r, \\ 2n-1=s. \end{cases}$

II.	III.	N.
$\Delta_3 t = \Delta_4 t$	$\Delta_5 t = \Delta_6 t$	$\Delta_s t = \Delta_{2n} t$
v_2	v_4	v_{2r}
$P_3 = P_4 \begin{cases} = \mu(v_2 - u_3) \\ = \mu'' u_3 + (\mu' - \mu'') w'_t \\ = \mu[\alpha' u_3 + (\alpha - \alpha') w'_t] \end{cases}$	$P_5 = P_6 \begin{cases} = \mu(v_4 - u_5) \\ = \mu'' u_5 + (\mu' - \mu'') w'_t \\ = \mu[\alpha' u_5 + (\alpha - \alpha') w'_t] \end{cases}$	$P_s = P_{2n} \begin{cases} = \mu(v_{2r} - u_s) \\ = \mu'' u_s + (\mu' - \mu'') w'_t \\ = \mu[\alpha' s + (\alpha - \alpha') w'_t] \end{cases}$
$u_3(1+\alpha') = v_2 - w'_t(\alpha - \alpha')$	$u_5(1+\alpha') = v_4 - w'_t(\alpha - \alpha')$	$u_s(1+\alpha') = v_{2r} - w'_t(\alpha - \alpha')$
$\frac{u_3}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v(1-2\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')\,2(1-\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \end{cases}$	$\frac{u_5}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1+4\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')\,4(1-2\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \end{cases}$	$\frac{u_s}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1-2r\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')\,2r(1-r\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \end{cases}$
$\frac{u_3}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1-2\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')(3-2\alpha') \end{cases}$	$\frac{u_5}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1-4\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')(5-8\alpha') \end{cases}$	$\frac{u_s}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1-2r\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')(s-2r^2\alpha') \end{cases}$
$u_3 = \begin{cases} + v_0(1-3\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')(3-5\alpha') \end{cases}$	$u_5 = \begin{cases} + v_0(1-5\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')(5-13\alpha') \end{cases}$	$u_s = \begin{cases} + v_0(1-s\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')[s-(s-2r^2)\alpha'] \end{cases}$
$P_3 = P_4 = \mu[\alpha' u_3 + (\alpha - \alpha') w'_t]$	$P_5 = P_6 = \mu[\alpha' u_5 + (\alpha - \alpha') w'_t]$	$P_s = P_{2n} = \mu[\alpha' u_s + (\alpha - \alpha') w'_t]$
$= \mu \begin{cases} + \alpha' v_0(1-3\alpha') \\ - \alpha' w'_t(\alpha-\alpha')(3-5\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \end{cases}$	$= \mu \begin{cases} + \alpha' v_0(1-5\alpha') \\ - \alpha' w'_t(\alpha-\alpha')(5-13\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \end{cases}$	$= \mu \begin{cases} + \alpha' v_0(1-s\alpha') \\ - \alpha' w'_t(\alpha-\alpha')[s-(s-2r^2)\alpha'] \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \end{cases}$
$P_3 = P_4 = \begin{cases} + v_0 \mu''(1-3\alpha') \\ - w'_t(\mu'-\mu'')(1-3\alpha') \end{cases}$	$P_5 = P_6 = \begin{cases} + v_0 \mu''(1-5\alpha') \\ - w'_t(\mu'-\mu'')(1-5\alpha') \end{cases}$	$P_s = P_{2n} = \begin{cases} + v_0 \mu''(1-s\alpha') \\ - w'_t(\mu'-\mu'')(1-s\alpha') \end{cases}$
$D_4 = 2 w_3 \frac{l}{V} - 2 v_{0t'} \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	$D_6 = 2 u_5 \frac{l}{V} - 2 v_{0t'} \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	$D_{2n} = 2 u_s \frac{l}{V} - 2 v_{0t'} \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$
$D_4 = \frac{2l}{V} \begin{cases} + v_0(1-3\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')(3-5\alpha') \\ - v_{0t'} \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$	$D_6 = \frac{2l}{V} \begin{cases} + v_0(1-5\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')(5-13\alpha') \\ - v_{0t'} \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$	$D_{2n} = \frac{2l}{V} \begin{cases} + v_0(1-s\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')[s-(s-2r^2)\alpha'] \\ - v_{0t'} \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$
$v_4 = 2 u_3 - v_2$	$v_6 = 2 w_5 - v_4$	$v_{2n} = 2 u_s - v_{2r}$
$\begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2(1-3\alpha') \\ - (1-2\alpha') \end{cases} \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \begin{cases} + 2(3-5\alpha') \\ - 2(1-\alpha') \end{cases} \end{cases}$	$v_6 = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2(1-5\alpha') \\ - (1-4\alpha') \end{cases} \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \begin{cases} + 2(5-13\alpha') \\ - 4(1-2\alpha') \end{cases} \end{cases}$	$v_{2n} = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2(1-s\alpha') \\ - (1-2r\alpha') \end{cases} \\ - w'_t(\alpha-\alpha') \begin{cases} + 2[s-(s-2r^2)\alpha'] \\ - 2r(1-r\alpha') \end{cases} \end{cases}$
$v_4 = \begin{cases} + v_0(1-4\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')\,4(1-2\alpha') \end{cases}$	$v_6 = \begin{cases} + v_0(1-6\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')\,6(1-3\alpha') \end{cases}$	$v_{2n} = \begin{cases} + v_0(1-2n\alpha') \\ - w'_t(\alpha-\alpha')\,2n(1-n\alpha') \end{cases}$

La loi de décroissance des pressions mutuelles au contact est simple,

$$P_{2n-1} = P_{2n} = [v_0 \mu'' - w'_\varepsilon(\mu' - \mu'')]\left[1 - (2n-1)\frac{\mu''}{\mu}\right],$$

celle des vitesses finales qui deviennent les vitesses initiales de la période double suivante est simple également.

VII. — THÉORIE ET EXPÉRIENCE.

Expériences pendulaires. — Dans une Communication (1) faite à l'Académie de Berlin en 1882, M. Voigt, alors professeur à l'Université de Kœnigsberg, a donné les résultats des expériences de choc qu'il avait faites avec des barres cylindriques d'acier trempé de 11^{mm} de diamètre. Chaque barre était suspendue par 4 fils et formait un pendule de $2^m,33$ de longueur; elle oscillait en restant toujours dans le même plan et parallèle à elle-même.

Les barres employées avaient 20^{mm} et 40^{mm} de longueur, la barre choquée était au repos. La vitesse au choc n'a guère dépassé 30^{mm}; on a expérimenté avec des barres dont les extrémités étaient bien polies, ou dépolies, ou bombées. Les résultats observés ont été corrigés pour tenir compte de la résistance de l'air.

La figure 19 donne un diagramme qui résume toutes les observations. Les vitesses finales v_2, v'_2 résultant de la théorie classique et de la théorie nouvelle sont représentées par des lignes droites; les points observés donnent des courbes comprises entre les droites correspondant aux deux théories. Ces courbes sont tangentes à la ligne de la théorie classique, dans le voisinage de l'origine des coordonnées, puis s'en éloignent en leur présentant leur convexité et se rapprochant de la ligne de la théorie nouvelle. Le bombé comme le dépoli, en augmentant l'élasticité des surfaces, tendent à rapprocher les résultats de ceux des formules classiques.

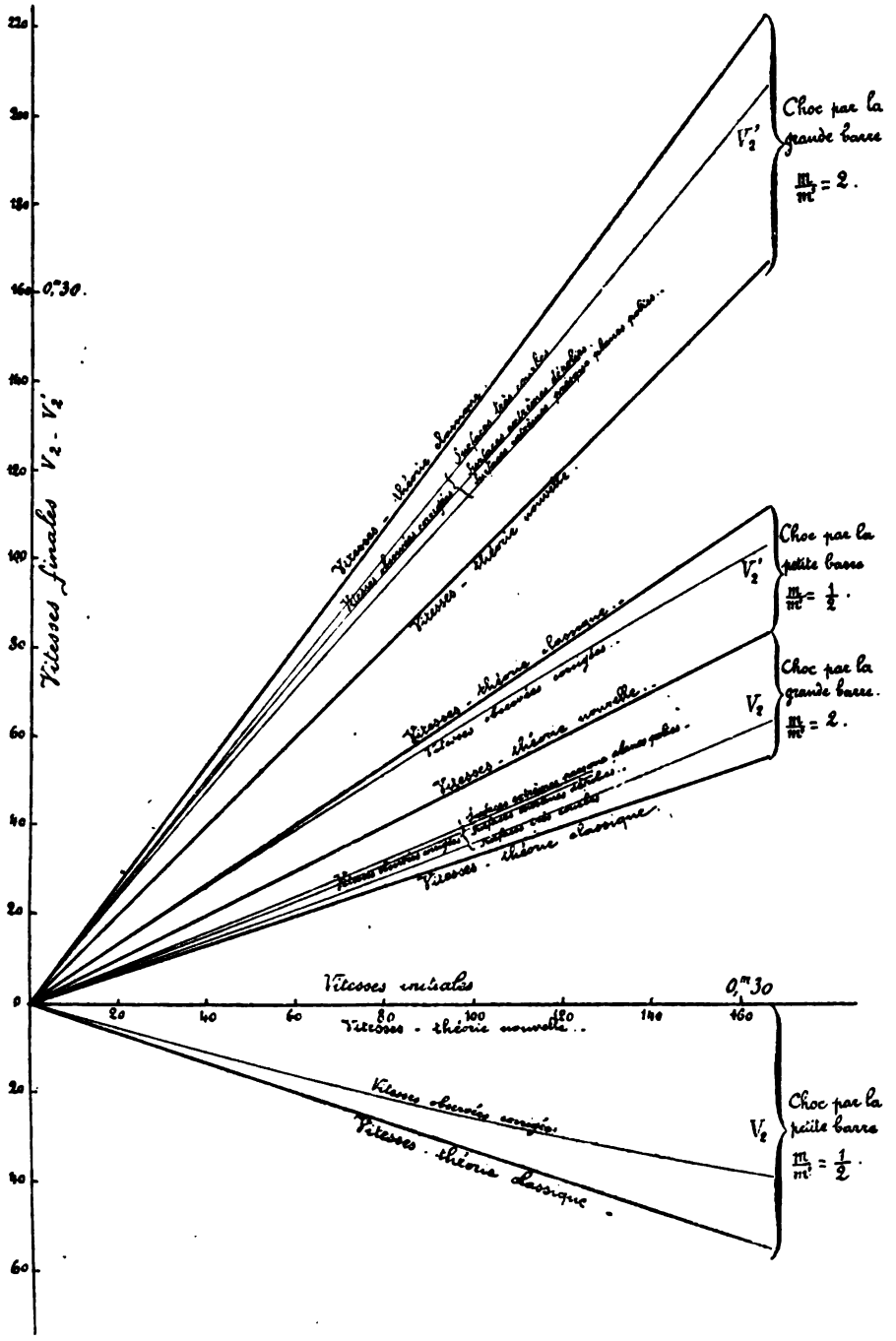
D'après M. Voigt, il existe à la surface des solides une couche mince d'air condensé qui, au moment de la rencontre, agit à la façon d'un ressort interposé entre les cylindres; mais, comme ce ressort est très faible, son influence est surtout sensible aux petites vitesses, et nous avons toujours pensé qu'avec 1^m et plus de vitesse d'impact, l'expérience confirmerait les résultats de la théorie nouvelle.

Expériences sur des solides libres. — Désireux de faire une expérience concluante, nous avions d'abord songé à employer un dispositif analogue à celui de M. Voigt, mais il se prête mal à l'emploi de grandes vitesses, et, de plus, la masse de la suspension de chaque barre est une cause perturbatrice

(1) *Théorie du choc longitudinal des barres cylindriques* (*Poggendorf's Ann.*, 1883).

impossible à éviter, car elle ne change pas de vitesse en même temps que la barre.

Fig. 19.



Nous avons donc pensé que le mieux était de laisser tomber le marteau sur l'enclume suivant la verticale et d'enregistrer le mouvement des deux extrémités qui viennent au contact. Un cylindre tournant parallèle aux barres convient parfaitement comme enregistreur; suivant son mouvement de rotation, il peut noter des vitesses très grandes ou très faibles.

Partant de là, nous avons réalisé une expérience de choc dans les conditions suivantes :

	Diamètre.	Longueur.	Δt (¹) $= \frac{l}{v}$.	Poids.	Nature.
Marteau.....	48^{mm}	2^{m}	$(\frac{4}{10000})''$	28^{kg}	Fer.
Enclume.....		5^{m}	$(\frac{1}{1000})''$	70^{kg}	

La partie essentielle de l'installation est représentée par la photographie ci-après (*fig.* 20).

Le marteau est guidé dans sa course par un tube de 50^{mm} de diamètre intérieur, qui décroise l'enclume, de façon que les deux cylindres aient exactement la même direction, et que le choc se produise bien carrément. Le tube est assez long pour permettre une chute de $3^{m},50$ de hauteur; l'enclume est suspendue à l'intérieur, comme le montre la figure 21, par deux chevilles opposées en étain ou en plomb, dont la résistance est assez faible pour que le poids seul de l'enclume les cisaille au bout d'un certain temps. Dans ces conditions, il suffit d'un effort très modéré pour rompre les chevilles et pour que l'enclume se trouve abandonnée dans l'espace; comme, d'autre part, le choc dure très peu de temps,

$$2\,\Delta t = 2 \times \frac{2}{5000} = \left(\frac{8}{10000}\right)''$$

environ, l'effet de la pesanteur est négligeable pendant la durée du phénomène,

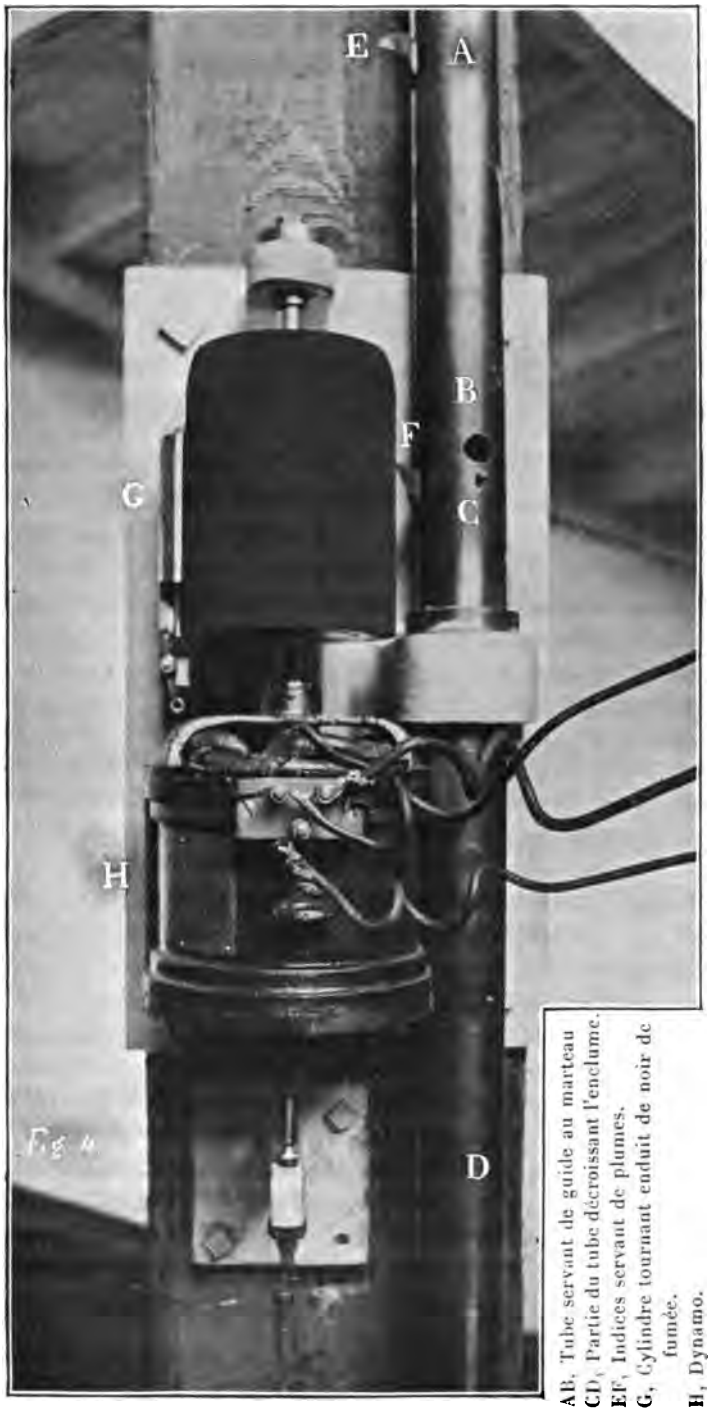
$$e = \frac{1}{2}\,g\,(2\,\Delta t)^2 = g\,\frac{31}{100000000} = 0^{mm},0031,$$

et le choc peut être considéré comme ayant lieu entre deux corps libres.

Nous avons été conduit à adopter de grandes longueurs pour le marteau et l'enclume, afin de pouvoir apprécier plus facilement les déplacements de l'extrémité de celle-ci pendant le temps très court $(\frac{2}{1000})''$ que l'onde comprimée met à la parcourir aller et retour. Le diamètre des barres devait être suffisant pour que la matière ne flambe pas sous l'effort de compression, ce qui aurait troublé le phénomène; nous nous étions assuré, par une expérience en petit, que les proportions adoptées étaient suffisantes à ce point de vue; la durée des compressions semble d'ailleurs bien courte pour que les flexions transversales aient le temps de se produire.

(¹) La valeur de Δt est calculée en admettant que $V = 5000^{m}$.

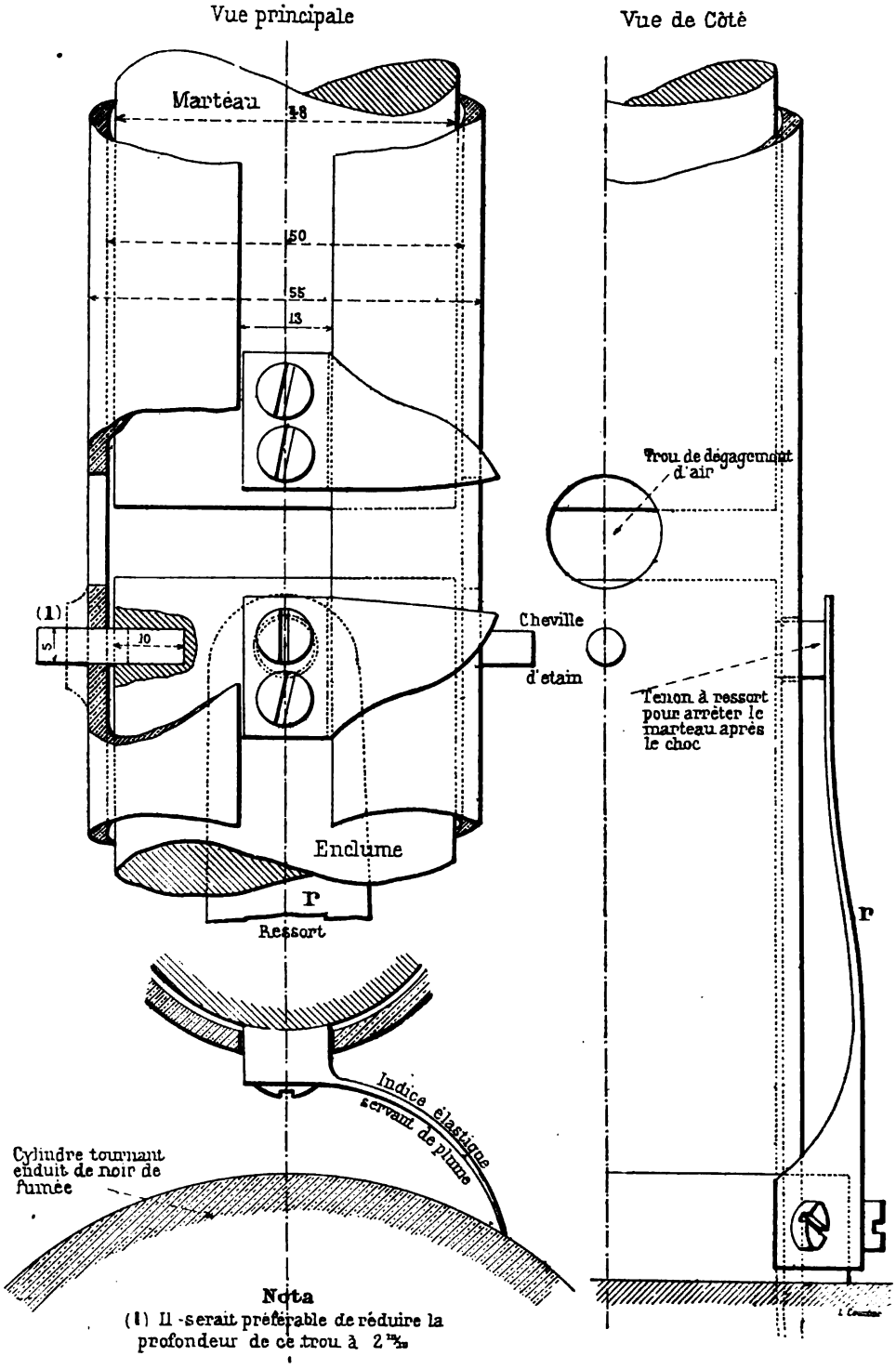
Fig. 20.



AB, Tube servant de guide au marteau
CD, Partie du tube décroissant l'enclume.
EF, Indices servant de plumes.
G, Cylindre tournant enduit de noir de fumée.
H, Dynamo.

Fig. 21.

Vraie grandeur



Nota

(1) Il serait préférable de réduire la profondeur de ce trou à 2 m/m

L'enregistrement du mouvement des extrémités du marteau et de l'enclume, voisines du point d'impact, se fait à l'aide d'indices élastiques fixés à cet effet sur les barres (*fig.* 21), et qui servent de plumes; chaque indice est terminé par une pointe, qui trace le mouvement de l'extrémité correspondante en appuyant sur un cylindre tournant recouvert de noir de fumée. Ce cylindre reçoit d'une petite dynamo, montée sur son axe, un mouvement rapide de rotation dont on mesure la vitesse, au moment du choc, à l'aide d'un diapason.

Fig. 22. — Diagramme d'un choc (demi-grandeur).

Vitesse circonférencielle du cylindre enfumé	$9^{m},72$
Hauteur de chute du marteau h	1
Vitesse calculée : $v = \sqrt{2gh}$	4,43
Vitesse initiale observée : v_0	4,40
Vitesse commune observée (1er crochet) et $= w$	2,36
Vitesse observée dans les autres crochets	4,73
Vélocité $V = \frac{10m}{5\Delta t}$	5140
Pression unitaire : p environ	$8^{kg},9$

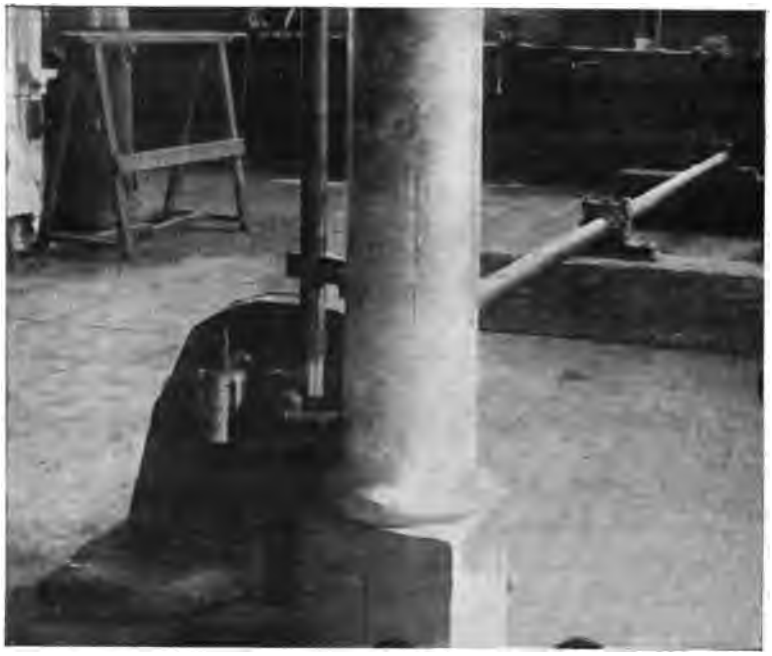
Dans ces conditions, les temps sont proportionnels aux distances qui séparent les génératrices du cylindre enfumé, et les chemins parcourus dans le sens vertical se mesurent en vraie grandeur suivant les génératrices.

Le tracé obtenu sur le cylindre enfumé se reporte facilement sur du papier préparé au zinc, en faisant rouler le premier sur le second, et fixant ensuite. La figure 22 donne la reproduction photographique d'un de ces diagrammes.

On constate de suite la ressemblance du diagramme avec notre tracé de 1893 (*fig.* 16); les angles résultant du mouvement saccadé sont aussi vifs sur l'un que sur l'autre.

Essais de torsion. — La vélocité des efforts de torsion peut se mesurer comme celle des pressions.

Fig. 23.



Pour y arriver, nous avons disposé horizontalement, dans des coussinets, une barre d'acier à l'extrémité de laquelle on avait forgé un petit talon, en forme de came, sur lequel on a fait tomber un marteau cylindrique. La torsion se transmettant comme la pression, il a suffi de relever sur un cylindre tournant le mouvement de l'extrémité de la barre pour obtenir une courbe en zigzag qui a permis de mesurer la vélocité des torsions comme celle des pressions. En comparant ces vélocités, on a trouvé le rapport des coefficients de glissement G et d'élasticité E :

$$\frac{V'}{V} = \frac{3450}{5150} = 0,669 \quad \text{ou environ } \frac{2}{3} \quad \text{et } \frac{G}{E} = \frac{4}{9} = 0,44.$$

Nous n'étions pas outillé, pour faire ces expériences, comme on l'est dans un laboratoire bien installé; nous pensons cependant, eu égard aux dimensions des barres employées, que les résultats obtenus sont assez exacts pour l'acier sur lequel on a opéré, dont la charge de rupture était de $45^{kg},7$, et l'allongement de 26,7 pour 100.

Essais divers. — Le dispositif adopté se prête très bien aux essais de choc les plus variés. D'une part le tambour tournant permet d'enregistrer des mouvements très rapides, et d'autre part, en variant la vitesse et les propor-

tions du marteau, on obtient à son extrémité une force dont la grandeur et la durée peuvent se régler à volonté, ce qui paraît difficile à obtenir autrement.

Nous avons mesuré la vélocité des pressions dans un ressort en hélice, en le plaçant sur une masse métallique qui formait un plan à peu près invariable; nous avons laissé tomber le marteau et nous avons enregistré le mouvement de deux points du ressort; l'intervalle de temps écoulé entre le moment où chacun des points se met en mouvement a permis de calculer la vélocité des efforts dans le ressort. Des essais de martelage sur ressorts seraient très instructifs.

Nous avons également fait quelques essais de déformations permanentes sur un rivet en cuivre et constaté que la déformation résultant du coup de marteau peut ne se produire que du côté de l'enclume, ce qui confirme la théorie.

Crushers. — MM. Sarrau et Vieille, ingénieurs des Poudres et Salpêtres, ont étudié les déformations permanentes du cuivre dans une remarquable « étude sur l'emploi des manomètres à écrasements » (1); en terminant ils formulent les règles pratiques suivantes relatives à l'emploi de ces appareils à écrasement pour la mesure des pressions développées par les explosifs.

1° Le fonctionnement du crusher présente deux cas limites, dans lesquels l'écrasement mesuré conduit à l'évaluation précise de la pression maximum.

Dans le premier cas, la pression maximum est mesurée par la force de tarage correspondant à l'écrasement.

Dans le second cas, la pression maximum est mesurée par la force de tarage correspondant à la moitié de l'écrasement.

2° On reconnaît que l'appareil fonctionne à une des deux limites quand la valeur de l'écrasement reste constante pour une variation étendue de la masse du piston.

Citons encore la règle de M. Vieille (2) pour savoir dans quelles conditions un manomètre à déformation fournit, en pratique, des indications comparables à celles de sa table de tarage statique, ce qui exige que les forces d'inertie soient négligeables. Il donne la règle suivante :

Pour que le fonctionnement de l'appareil soit statique, il suffit que le rapport $\frac{\tau}{\tau_0}$ dépasse 3 ou 4.

Rappelons d'ailleurs que :

τ est la durée du développement de la pression;

τ_0 est la durée du fonctionnement de l'appareil sous une pression constante, appliquée sans vitesse initiale.

Dans le cas d'un système élastique $\tau_0 = \sqrt{\frac{m}{k}}$ est la demi-période oscilla-

(1) *Mémorial des Poudres et Salpêtres*, t. I, p. 537.

(2) *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 1892, p. 1269.

toire, k désignant l'accroissement de résistance par millimètre de flexion.

Cette règle très simple est aussi très générale, elle s'applique non seulement aux appareils à déformation permanente comme les crushers, mais encore aux appareils à déformation élastique, comme les indicateurs de Watt; M. Vieille s'en est assuré par expérience en essayant des ressorts à boudin, des ressorts Belleville et des barreaux métalliques soumis à la flexion. Il conviendrait d'examiner également, à ce point de vue, les ressorts agissant par torsion.

VIII. — APPLICATIONS.

Jusqu'ici nous n'avons parlé que du choc normal entre solides, mais la rencontre des corps peut se faire plus ou moins obliquement, elle peut avoir lieu quel que soit l'état de la matière, solide, liquide ou gazeux, il en résulte que les phénomènes du choc sont extrêmement variés; ils peuvent d'ailleurs présenter des inconvénients ou des avantages, en sorte qu'on cherche tantôt à les éviter ou du moins à les atténuer, et tantôt à les provoquer pour les utiliser. Nous en citerons quelques exemples.

Inconvénients. — Lorsque la roue d'une voiture rencontre une pierre, il en résulte un choc, une secousse, qu'on cherche à atténuer dans l'intérêt du cheval et des voyageurs, en disposant des ressorts sur les traits et sur les essieux; l'emploi récent des pneus est un palliatif du même genre. Les chemins de fer ont adopté un moyen plus radical en établissant une voie ferrée. On évite les coups d'eau trop violents dans les tuyautages, à l'aide de réservoirs d'air, de soupapes de sûreté ou d'accumulateurs. On diminue la résistance de l'eau sur les carènes en les affinant. On se protège contre les projectiles à l'aide de blindages en terre, en maçonnerie ou même en acier plus ou moins dur. On protège également les projectiles en revêtant leur extrémité avec une coiffe en acier.

Avantages. — Le marteau est certainement l'outil le plus répandu, tantôt contondant, tantôt tranchant, tantôt cinglant; il revêt toutes les formes et sert aux usages les plus variés dans la grande comme dans la petite industrie, dans les arts de la paix et de la guerre; on l'utilise comme moyen de correction, de guérison et d'amusement. On peut dire que le marteau est entre toutes les mains, et chacun lui donne une forme et un nom appropriés à l'usage qu'il en fait : fléau à battre le blé, maillet de menuisier ou de calfat, battoir de lessiveuse, batte de terrassier; tampon de grosse caisse, queue de billard, raquette; demoiselle de paveur, marteau à main ou à frapper devant, à piquer la pierre ou les chaudières; battant de cloche, pilon de pharmacien, mouton, bélier; hache, herminette, pioche, houe, sabre, cimeterre, massue, flèche; verges, cravache, fouet [1]. Les machines-outils ont imité

[1] L'objet à frapper sert quelquefois lui-même de marteau, c'est ainsi qu'on bat le seigle sur un tonneau, et que le boulanger projette sa pâte dans le pétrin.

les outils à main en augmentant leur puissance : bocards, broyeurs divers, sonnettes à vapeur, machines à jet de sable, marteaux à cames, à air comprimé fixes ou portatifs, marteaux-pilons à simple ou à double effet; boulets de canon et projectiles divers. On n'en finirait pas si l'on voulait énumérer toutes les applications du choc; les savants eux-mêmes le prennent comme point de départ de la théorie cinétique.

Ce qui fait l'immense succès du marteau et de ses congénères, c'est qu'il permet d'emmagasiner, pendant un temps assez long, la force développée par l'ouvrier, et de développer ensuite, en un point déterminé, un effort très considérable pendant un temps qui, par contre, est forcément très court. C'est un merveilleux agent de transformation, et l'on peut dire que :

Le choc est le levier de la dynamique.

Malheureusement le choc est un phénomène très complexe, comme nous l'avons vu; aussi la théorie est-elle en retard sur la pratique et c'est par des essais convenablement dirigés qu'on est arrivé à perfectionner les outils basés sur le choc. Nous terminerons cette étude par quelques indications sur l'emploi du marteau.

Le martelage est une opération très usitée en industrie, pour écrouir, façonner, écraser et même briser les métaux et d'autres corps. On le fait tantôt à froid, écrouissage, chaudronnage, casse-fonte; et tantôt à chaud, forgeage, rivetage, étampage, etc.

Pour marteler un corps, on le pose sur l'enclume et l'on fait fonctionner le marteau; nous allons examiner sommairement ce qui se passe en nous plaçant dans les mêmes conditions que précédemment, c'est-à-dire en supposant que les trois corps soumis au choc sont des cylindres droits, ce qui est à peu près le cas du rivetage. Nous appellerons le corps interposé le *rivet* et l'enclume le *tas,* suivant l'usage des riveurs.

A. — Phase élastique.

En pratique, le martelage est toujours déformant, la phase élastique n'a donc qu'un intérêt théorique, mais elle permet de bien se rendre compte de la succession des phénomènes et, si le corps interposé ou rivet est un ressort en hélice susceptible de grandes déformations, il est facile de les enregistrer sur un cylindre tournant. Nous supposerons d'abord que le marteau et le tas sont très longs, ce qui simplifie la question.

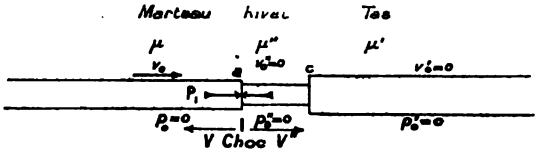
Considérons un rivet μ'' placé contre un tas μ', en face d'un marteau μ animé d'une vitesse v_0; supposons le marteau et le tas beaucoup plus longs que le rivet, supposons également que

$$v_0 < v_0'', \qquad \mu > \mu'', \qquad \mu' > \mu'', \qquad \Delta t = \frac{l''}{V''} < \frac{l}{V} \text{ et que } \frac{l'}{V'},$$

et comptons le temps à partir de l'instant de la rencontre du marteau avec le

rivet; les phénomènes qui se succèdent peuvent se résumer comme suit :

Fig. 24.



O Δt

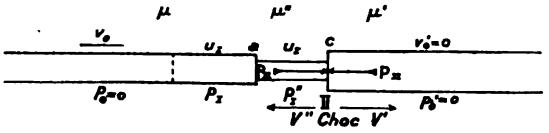
Choc I en *a*

Vitesse relative du marteau et du rivet.....	$v_0 - 0$
Vitesse commune.....	$u_1 = v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''}$
Pressions mutuelles au contact.....	$P_I = v_0 \dfrac{\mu \times \mu''}{\mu + \mu''}$

	Marteau.	Rivet.
Tensions correspondantes....	$p_1 = \dfrac{P_1}{s}$	$p''_1 = \dfrac{P_1}{s''}$
Vitesses équivalentes.....	$v_0 - u_1 = v_0 \dfrac{\mu''}{\mu + \mu''}$	$u_1 = v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''}$

Δ₁t Propagation des effets du choc de part et d'autre de *a*; à la fin de $\Delta_1 t$ ils atteignent l'extrémité *c* du rivet et la situation est la suivante :

Fig. 25.



I Δt

	Rivet.	Tas.
Vitesse effective.....	$\vec{u}_1 = v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''}$	0
Vitesse de détente.....	$\overrightarrow{u_I} = v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''}$	0
Vitesse totale.....	$2u_1 = 2v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''}$	0

Choc II en *c*

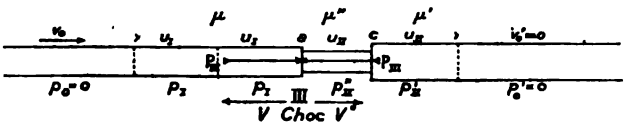
Vitesse relative.....	$2u_1 = 2v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''}$
Vitesse commune.....	$u_{II} = 2u_1 \dfrac{\mu''}{\mu'' + \mu'} = 2v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''} \dfrac{\mu''}{\mu'' + \mu'}$
Pressions mutuelles au contact.	$P_{II} = 2u_1 \dfrac{\mu'' \times \mu'}{\mu'' \times \mu'} = 2v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''} \dfrac{\mu'' \times \mu'}{\mu'' + \mu'}$

	Rivet.	Tas.
Tensions correspondantes.	$p''_{II} = \dfrac{P_{II}}{s''}$	$p'_{II} = \dfrac{P_{II}}{s'}$
Vitesses équivalentes....	$2u_1 - u_{II} = 2v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''} \dfrac{\mu'}{\mu'' + \mu'}$	$u_{II} = 2v_0 \dfrac{\mu}{\mu + \mu''} \dfrac{\mu''}{\mu'' + \mu'}$

$\Delta_2 t$ { **Propagation des effets du choc de part et d'autre de c; à la fin de $\Delta_2 t$ ils atteignent l'extrémité a du rivet et la situation est la suivante :**

Si le marteau disparaissait à la fin de $\Delta_2 t$, le rivet rebondirait immédiatement, en se détendant en a.

Fig. 26.



	Marteau.	Rivet.
Vitesse effective...	$\overrightarrow{u_1} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu''}$	$\overrightarrow{u_{II}} = 2 v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu''} \frac{\mu''}{\mu'' + \mu'}$
Vitesse de détente.	$\overrightarrow{v_0 - u_1} = v_0 \frac{\mu''}{\mu + \mu''}$	$\overleftarrow{2 u_1 - u_{II}} = 2 v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu''} \frac{\mu'}{\mu'' + \mu'}$
Vitesse totale.....	$\overrightarrow{v_0} = v_0$	$\overleftarrow{2 (u_1 - u_{II})} = 2 v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu''} \frac{\mu' - \mu''}{\mu'' + \mu'}$

$2\Delta t$ — Choc III en a:

Vitesse relative.... $v_0 + 2 (u_1 - u_{II}) = v_0 \left(1 + 2 \frac{\mu}{\mu + \mu''} \frac{\mu' - \mu''}{\mu'' + \mu'}\right)$

Vitesse commune.. $u_{III} = \frac{\mu v_0 - \mu'' 2 (u_1 - u_{II})}{\mu + \mu''} = v_0 \left(1 - 2 \frac{\mu''}{\mu + \mu''} \frac{\mu' - \mu''}{\mu'' + \mu'}\right) \frac{\mu}{\mu + \mu''}$

Pressions mutuelles. $P_{III} = [v_0 + 2 (u_1 - u_{II})] \frac{\mu \times \mu''}{\mu + \mu''} = v_0 \mu'' \left(1 + 2 \frac{\mu}{\mu + \mu''} \frac{\mu' - \mu''}{\mu'' + \mu'}\right) \frac{\mu}{\mu + \mu''}$

	Marteau.	Rivet.
Tensions correspondantes..	$p_{III} = \frac{P_{III}}{s}$	$p''_{III} = \frac{P_{III}}{s''}$

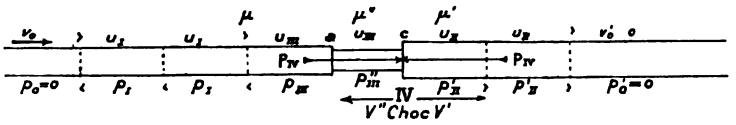
Vitesses équivalentes.....

$$v_0 - u_{III} = v_0 \frac{\mu''}{\mu + \mu''} \left(1 + 2 \frac{\mu}{\mu + \mu''} \frac{\mu' - \mu''}{\mu' + \mu''}\right),$$

$$2 (u_1 - u_{II}) + u_{III} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu''} \left(\frac{3 \mu' - \mu''}{\mu' + \mu''} - 2 \frac{\mu' - \mu''}{\mu' + \mu''} \frac{\mu''}{\mu + \mu''}\right)$$

$\Delta_3 t$ { **Propagation des effets du choc de part et d'autre de a; à la fin de $\Delta_3 t$ ils atteignent l'extrémité c du rivet et la situation est la suivante :**

Fig. 27.



Sans effectuer de calculs on peut résumer comme suit la marche des phénomènes en se conformant aux règles ci-après :

Vitesse effective. — Au début c'est la vitesse initiale. Ensuite c'est la vitesse résultant du dernier choc subi par le corps considéré.

Vitesse de détente. — Au début, elle est nulle. Ensuite c'est la vitesse équi-

valente à la tension résultant du dernier choc subi par le corps considéré. Elle est toujours dirigée vers le point d'impact.

Vitesses totales. — C'est la somme ou la différence des précédentes, en tenant compte de leur sens. La direction dépend de la grandeur et de la direction des précédentes.

Vitesse relative ou vitesse d'impact. — C'est la somme des vitesses totales.

Vitesse commune. — C'est la vitesse résultant du choc.

Vitesse équivalente. — C'est celle que la tension peut donner à la matière par la détente, elle est égale à la vitesse totale avant le choc, du corps considéré, diminuée ou augmentée de la vitesse après le choc suivant que cette dernière est de même sens que la première ou de sens contraire. La direction est celle dans laquelle se fait la détente.

Nos du choc.	Nomenclature.		Marteau μ.	Rivet μ''.	Tas μ'.
I.	Vitesses	effective....	$\overrightarrow{v_0}$	0	
		détente.....	0	0	
		totale.....	$\overrightarrow{v_0}$	0	
	Vitesses	relative.....	$\overrightarrow{v_0}$		
		commune...	$\overrightarrow{u_1 = u''_1}$		
	Tension.....		$\overleftarrow{V}$ $p_1 = \frac{P_1}{s}$	$\overrightarrow{V''}$ $\frac{P_1}{s''} = p''_1$	
	Vitesse équivalente....		$v_0 - u$	u_1	
II.	Vitesses	effective		$\overrightarrow{u_1}$	0
		détente		$\overrightarrow{u_1}$	0
		totale.....		$\overrightarrow{2u_1}$	0
	Vitesses	relative.....			$2u_1$
		commune ...			$\overrightarrow{u''_{II} = u'_{II}}$
	Tension.....			$\overleftarrow{V''}$ $p''_{II} = \frac{P_{II}}{s''}$	$\overrightarrow{V'}$ $\frac{P_{II}}{s'} = p'_{II}$
	Vitesse équivalente....			$2u_1 - u_{II}$	u_{II}

Nos du choc.	Nomenclature.		Marteau μ.	Rivet μ″.	Tas μ′.
III.	Vitesses	effective....	$\rightarrow u_{I}$	$\rightarrow u_{II}$	
		détente.....	$\rightarrow v_0 - u_{I}$	$\leftarrow 2u_{I} - u_{II}$	
		totale.....	$\rightarrow v_0$	$\leftarrow 2(u_{I} - u_{II})$	
	Vitesses	d'impact....	$\rightarrow v_0 + 2(u_{I} - u_{II})$		
		commune...	$\rightarrow u_{III} = u''_{III}$		
	Tension.....		$\leftarrow V$: $p_{III} = \frac{P_{III}}{s}$	$\rightarrow V''$: $\frac{P_{III}}{s''} = p''_{III}$	
	Vitesse équivalente....		$v_0 - u_{III}$	$2(u_{I} - u_{II}) + u_{III}$	
IV.	Vitesses	effective....		$\rightarrow u_{III}$	$\rightarrow u_{II}$
		détente.....		$\rightarrow 2(u_{I} - u_{II}) + u_{III}$	$\leftarrow u_{II}$
		totale.....		$\rightarrow 2(u_{I} - u_{II} + u_{III})$	0
	Vitesses	relative.....		$2(u_{I} - u_{II} + u_{III})$	
		commune...		$\rightarrow u''_{IV} = u'_{IV}$	
	Tension.....			$\leftarrow V''$: $p''_{IV} = \frac{P_{IV}}{s''}$	$\rightarrow V'$: $\frac{P_{VI}}{s'} = p'_{IV}$
	Vitesse équivalente....			$2(u_{I} - u_{II} + u_{III}) - u_{IV}$	u_{IV}
V.	Vitesses	effective....	$\rightarrow u_{III}$	$\rightarrow u_{IV}$	
		détente.....	$\rightarrow v_0 - u_{III}$	$\leftarrow 2(u_{I} - u_{II} + u_{III}) - u_{IV}$	
		totale.....	$\rightarrow v_0$	$\leftarrow 2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV})$	
	Vitesses	relative.....	$\rightarrow v_0 + 2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV})$		
		commune...	$\rightarrow u_{V} = u''_{V}$		
	Tension.....		$\leftarrow V$: $p_{V} = \frac{P_{V}}{s}$	$\rightarrow V''$: $\frac{P_{V}}{s''} = p''_{V}$	
	Vitesse équivalente....		$v_0 - u_{V}$	$2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV}) + u_{V}$	

Numéros du choc.	Nomenclature.	Marteau μ.	Rivet μ''.	Tas μ'.
VI.	Vitesses effective		$\rightarrow u_{V}$	$\rightarrow u_{IV}$
	Vitesses détente		$\rightarrow 2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV}) + u_{V}$	$\leftarrow u_{IV}$
	Vitesses totale		$2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V})$	0
	Vitesses relative		$2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V})$	
	Vitesses commune		$\rightarrow u''_{VI} = u'_{VI}$	
	Tension		$V'' \leftarrow$ $p''_{VI} = \frac{P_{VI}}{s''}$	$V' \rightarrow$ $\frac{P_{VI}}{s'} = p'_{VI}$
	Vitesse équivalente		$2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V}) - u_{VI}$	u_{VI}
VII.	Vitesses effective	$\leftarrow u_{V}$	$\rightarrow u_{VI}$	
	Vitesses détente	$\rightarrow v_{0} - u_{V}$	$\leftarrow 2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V}) - u_{VI}$	
	Vitesses totale	$\rightarrow v_{0}$	$\leftarrow 2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V} - u_{VI})$	
	Vitesses relative	$\rightarrow v_{0} + 2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V} - u_{VI})$		
	Vitesses commune	$\rightarrow u_{VII} - u''_{VII}$		
	Tension	$V \leftarrow$ $p_{VII} = \frac{P_{VII}}{s}$	$V'' \rightarrow$ $\frac{P_{VII}}{s''} = p''_{VII}$	
	Vitesse équivalente	$v_{0} - u_{VII}$	$2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V} - u_{VI}) + u_{VII}$	
VIII.	Vitesses effective		$\rightarrow u_{VII}$	$\rightarrow u_{VI}$
	Vitesses détente		$\rightarrow 2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V} - u_{VI}) + u_{VII}$	$\leftarrow u_{VI}$
	Vitesses totale		$2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V} - u_{VI} + u_{VII})$	0
	Vitesses relative		$2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V} - u_{VI} + u_{VII})$	
	Vitesses commune		$\rightarrow u''_{VIII} = u'_{VIII}$	
	Tension		$V'' \leftarrow$ $p''_{VIII} = \frac{P_{VIII}}{s''}$	$V' \rightarrow$ $\frac{P_{VIII}}{s'} = p'_{VIII}$
	Vitesse équivalente		$2(u_{I} - u_{II} + u_{III} - u_{IV} + u_{V} - u_{VI} + u_{VII}) - u_{VIII}$	u_{VIII}

On voit qu'il se produit une série de chocs qui passent d'une extrémité à l'autre du rivet; la pression au contact est plus forte dans les chocs directs

du marteau sur le rivet que dans ceux qui leur succèdent immédiatement sur le tas. Dans chaque série, la pression au contact tend vers une limite qu'on peut déterminer.

La quantité de mouvement du marteau passe progressivement dans le tas sous forme d'ondes.

Si le marteau était limité comme longueur, les ondes comprimées se détendraient en atteignant son extrémité et reviendraient en arrière diminuer la pression sur le rivet, qui se détendrait à son tour. Le même effet se produirait du côté du tas si sa longueur était limitée. Ces deux effets tendent à diminuer la compression du rivet.

On peut calculer les résultats de ces différents chocs et dresser, dans chaque cas, un Tableau qui indique les données des périodes de temps successives, mais il semble difficile de trouver une formule qui embrasse les différents phénomènes qui se succèdent.

B. — Phases déformantes.

Si la vitesse du marteau, dont on peut supposer la longueur modérée, est suffisante pour que la pression au choc dépasse la limite élastique du rivet, alors cette pression peut se décomposer en deux ou plusieurs parties dont les effets se superposent :

$$P = P^{\varepsilon''} + P^{\text{déformante}}.$$

La partie élastique de la pression, $P^{\varepsilon''}$, donne lieu à une déformation et à une tension élastique du rivet.

La partie déformante de la pression, qui elle-même doit se décomposer en deux parties si elle est supérieure à la limite de la première phase déformante $P^{1\varepsilon''}$, donne lieu à un ou deux phénomènes de déformation qui se superposent au phénomène élastique, mais se propagent beaucoup moins vite que lui.

Chaque phase déformante donne lieu à un écrouissage et à une déformation permanente, effets accompagnés d'un dégagement de chaleur. Le tout peut se calculer en suivant une marche analogue à celle que nous avons indiquée pour le choc de deux corps, et si l'on a les données expérimentales des phases déformantes de la matière du rivet soumis au choc.

Dans tous les cas, la quantité de mouvement du marteau se retrouve dans l'ensemble des trois corps soumis au choc et la plus grande partie est passée dans le tas. Quant à la force vive, la partie correspondant à la limite de l'élasticité se retrouve à l'état de force vive ou de travail élastique, et le reste se transforme en travail de désagrégation et en chaleur. Les deux premières parties peuvent se calculer directement, et la différence avec la force vive initiale donne le travail et la chaleur de déformation du rivet.

Constatons en terminant que, dans les phénomènes de choc, le marteau,

après avoir emmagasiné les impulsions des forces à l'état de quantité de mouvement, repasse cette quantité de mouvement au corps qu'il rencontre en provoquant au point d'impact de nouvelles impulsions équivalentes aux premières, mais dans lesquelles la force est beaucoup plus grande et la durée beaucoup plus faible, ce qui nous a permis de dire que *le choc est le levier de la Dynamique.*

On voit que c'est le principe de la conservation de la quantité de mouvement, convenablement appliqué, qui régit les phénomènes de choc ; il permet de calculer la vitesse commune et la pression au point d'impact. Quant au principe de la conservation de la force vive, il n'est applicable que dans la phase élastique, durant laquelle la différence entre les forces vives perdues et gagnées peut s'emmagasiner à l'état de travail élastique. Durant les phases déformantes, il se produit un dégagement de chaleur, et c'est le principe de la conservation de l'énergie, plus général que celui de la force vive, qui est applicable. Phénomène mécanique dans la phase élastique, le choc est à la fois mécanique et thermique dans les phases déformantes; dans tous les cas, sa durée dépend des dimensions et de la nature des corps en présence.

SOMMAIRE.

Pages.

I. — **Théorie classique.** — Périodes de compression et de détente, postulatum, formules classiques. Bases de la théorie nouvelle. Phases de déformation..... 253

II. — **De la matière.** — Constitution, molécules, états divers. Propriétés essentielles, étendue, impénétrabilité, élasticité, inertie, masse, produits constants..... 257

III. — **Des forces.** — Définitions, Lagrange, Kirchhoff, définition générale, Mécanique pratique, solides naturels, transmission des efforts et déformations..... 260

IV. — **Statique.** — Essais statiques, tension, limite élastique. Phase élastique, caractéristiques. Phases déformantes, loi des déformations, anomalies, courbes de déformation, caractéristiques. Notations adoptées, courbe simplifiée..... 267

V. — **Dynamique.** — Statique et Dynamique. Phase élastique, cylindre indéfini, transmission des pressions, vélocité, vitesse, tension, flux et onde de pression; cylindre limité, influence des extrémités, plan invariable, tubage; cylindre court, mouvement saccadé, plan invariable. Phases déformantes, cylindre indéfini, limité, plan invariable, force variable..... 280

VI. — **Théorie nouvelle.** — But de la théorie, pressions et vitesses, cas simple. Phase élastique, enclume indéfinie, rebondissement, série de chocs et d'ondes; enclume limitée, mouvement saccadé, plan invariable. Phases déformantes, les effets des phases s'ajoutent..... 291

VII. — **Théorie et expérience.** — Expériences pendulaires, influence de l'état des surfaces. Expériences sur solides libres. Essais de torsion. Essais divers. Crushers. Règle de M. Vielle..... 308

VIII. — **Applications.** — Inconvénients et avantages du choc, nombreuses utilisations, martelage, phases élastique et déformantes..... 316

INFLUENCE

DES

RÉSULTATS DE LA GUERRE RUSSO-JAPONAISE

SUR

L'ARCHITECTURE NAVALE,

PAR M. VAN MEERTEN,

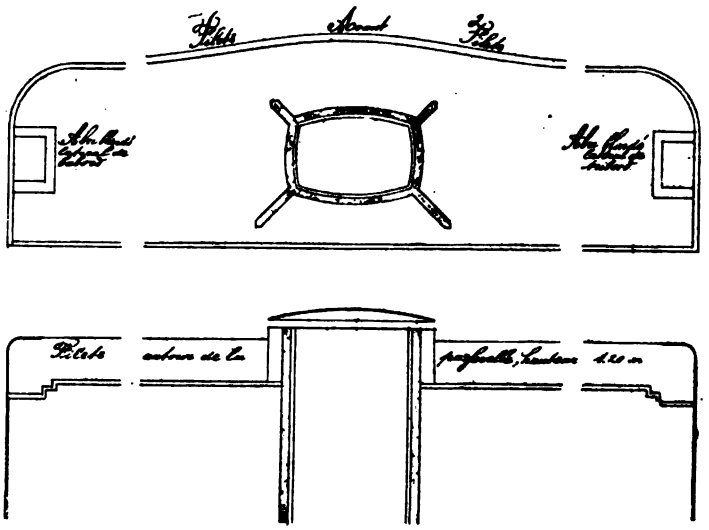
Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

Le brillant Mémoire de M. Ferrand, présenté l'autre année à l'Association technique maritime, a révélé ces résultats. Je tâcherai de vous exposer comment ils doivent influencer ou ont déjà influencé l'architecture navale.

Ce qui m'a d'abord frappé, c'est le grand nombre de coups de canon qui ont frappé les blockhaus ou réduits de commandant et leurs effets désastreux. La question des blockhaus a été, en général, singulièrement négligée par les auteurs d'architecture navale. Un officier de la Marine anglaise, le capitaine G.-H. Noël, associé de l'Institution of Naval Architects, a jadis présenté un Mémoire à ladite Institution en relation de cette question. Le distingué marin propose une disposition illustrée par la figure 1. Une passerelle de construction solide, de bord à bord, munie d'un parapet ou de filets, impénétrables pour les projectiles des armes portatives, d'une hauteur à peu près de $1^m,20$, protégera les occupants non seulement contre les projectiles ennemis, mais aussi contre les effets de leurs propres armes. Dans le centre du navire et de la passerelle, une tour oblongue, blindée, prolongée jusqu'au can supérieur de la cuirasse, s'élevant à $1^m,65$ ou $1^m,40$ au-dessus de la passerelle, est munie de quatre ailes blindées dans les angles. Celles d'en avant auront une longueur d'à peu près $0^m,9$, celles d'en arrière de $1^m,5$. Cette différence en longueur a pour but de ne pas gêner le tir et le pointage des canons.

Des abris blindés et couverts sont construits aux extrémités de la passerelle. Le but de ces dispositions, admirablement conçues, est clair. La manœuvre d'un navire en compagnie d'autres, déjà assez difficile en circonstances ordinaires, devient presque impossible, si le capitaine n'a pas l'horizon libre

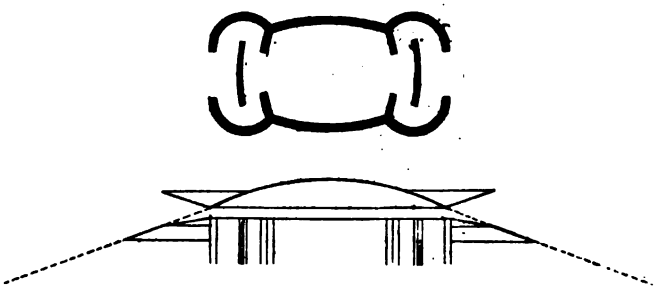
Fig. 1.



et est emprisonné dans une tour étroite où la vue est obstruée par une foule d'objets. Les abris proposés offrent des positions dans lesquelles, du moins au commencement d'un combat, le commandant peut observer l'horizon sans qu'il soit trop exposé au feu ennemi.

Cependant, dans la mêlée, une position plus protégée est nécessaire; les

Fig. 2.



coups arrivent alors de tous côtés, et le commandant a alors besoin d'une protection plus absolue, dans laquelle il peut se retirer. Le point faible dans la disposition Noël est qu'il n'y a pas de communication facile de l'intérieur à l'extérieur du blockhaus.

Pour remédier à cet inconvénient on peut avoir recours à un moyen emprunté à la fortification terrestre : *les traverses*.

J'ai esquissé dans la figure 2 un système de blockhaus-Noël modifié.

Les ailes proposées sont conservées, mais courbées de telle manière qu'avec les traverses pratiquées devant les ouvertures, épargnées dans les murailles du blockhaus, l'intérieur de ce dernier est complètement protégé, non seulement contre les coups de canon directs, mais aussi contre les éclats des obus, tandis que la communication avec le dehors est assurée.

La figure 3 représente une disposition modifiée, qui offre un espace intérieur plus grand que celui de la figure 2, tandis que la figure 3*a* représente une disposition qui, en traitant les parois intérieures comme des pare-éclats seulement, permet un allégement en poids; l'espace intérieur a été agrandi au détriment des positions extérieures.

Fig. 3.

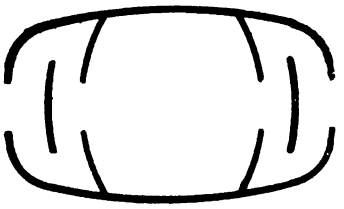
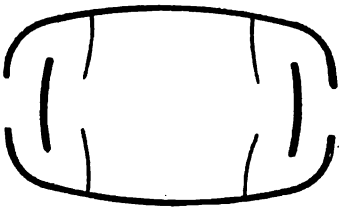


Fig 3 *a*.



C'est aux marins de décider laquelle de ces trois dispositions est la préférable. Au point de vue de l'architecture navale, la disposition de la figure 3*a* est préférable à cause de sa simplicité, mais les autres satisferont peut-être plus aux goûts des marins.

La discussion provoquée par le Mémoire Ferrand a relevé le grand nombre des accidents causés par les ricochets des éclats contre la toiture des blockhaus; il y en a même qui, en conséquence, proposaient de la supprimer tout à fait. Je crois qu'il vaudra mieux la conserver, mais la protéger contre l'effet des obus par un pare-éclat tronconique fixé à la tête des parois de la tour, comme celui représenté dans la figure 2. Un tel pare-éclat n'obstrue pas l'horizon du commandant, mais d'un autre côté il y a l'inconvénient que les éclats des schrapnells éclatant dans l'air et touchant ce pare-éclats seront ricochés par celui-ci et entreront dans l'intérieur; c'est pour cela que j'ai proposé un second pare-éclat tronconique, attaché à la toiture, pour empêcher le ricochet contre l'autre; il est tronconique pour ne pas obstruer la vue en haut. L'intérieur du blockhaus est ainsi protégé contre les éclats des obus et des schrapnells, mais reste ouvert pour l'entrée des coups directs. Mais une protection absolue est impossible et je crois que les chances pour atteindre l'intérieur du poste du commandant sont réduites à un minimum avec ces dispositions.

Dans les dispositions proposées, j'espère avoir concilié les différents

vœux des marins et avoir offert une solution pratique du problème des blockhaus.

Tout ce que je viens de relever porte aussi bien sur le poste du commandant que sur celui de l'amiral, encore davantage même sur ce dernier. Tandis que le premier bornera ses observations seulement sur son propre navire, le dernier a besoin d'observer toute l'escadre sous ses ordres. Pour cette raison déjà, la diversité des besoins, il est urgent de créer des postes séparés pour les commandants et les amiraux.

Le navire qui porte le pavillon de l'amiral doit en outre porter un blockhaus à part, destiné à lui et son état-major, ses aides de camp, son officier des signaux qui ont besoin d'un poste bien abrité; amiral et capitaine ne se gêneront pas dans l'exécution de leurs fonctions, quand ils disposeront de postes séparés. La relation du capitaine du pavillon avec l'amiral devient parfaitement semblable à celle des autres capitaines; il n'y aura pas de questions d'étiquette ou de préséance, surtout entre les officiers subordonnés, souvent si gênants pour la promptitude de l'exécution des ordres.

Plus tard je reviendrai sur cette question qui se rattache à la première, et je vais proposer une solution plus tranchante encore.

Le Mémoire Ferrand constate un résultat des obus depuis longtemps prévu, mais jusqu'ici inattaqué : les asphyxies.

En 1871 déjà, lors de l'enquête mémorable instituée en Angleterre en conséquence de la perte du *Captain*, le capitaine de l'*Hercules*, lord Gifford, exprimait devant le Comité l'opinion que l'effet asphyxiant d'un obus éclatant dans une tourelle serait terrible.

Quels moyens peut-on opposer à cet effet destructif des obus? Peu encore; on peut localiser l'effet, on peut lui opposer une ventilation énergique, voilà les moyens qu'on a à sa disposition; mais ils sont loin d'être satisfaisants. Une étude spéciale par des gens compétents seulement peut aboutir au but; ce ne sont que les architectes navals seulement auxquels il faut s'adresser dans ce cas; les médecins auront leur mot à parler; les ingénieurs des fortifications terrestres, déjà dès longtemps accoutumés à la construction des casemates, peuvent peut-être offrir des renseignements utiles; mais c'est surtout au Service des pompiers qu'on aura à s'adresser pour recueillir des avis utiles.

Il y a peut-être encore un moyen puissant pour éliminer aussitôt que possible la fumée causée par l'explosion des obus : l'électricité. M. Dibos, membre de l'Association Technique Maritime, pourra nous renseigner peut-être dans cette matière.

Mais, quel que soit le moyen qu'on applique, l'action doit être instantanée.

La question de l'artillerie moyenne a mis bien des plumes en mouvement; M. Cloarec l'a posée dans l'Association Technique Maritime. On sait que l'amirauté anglaise, sur l'initiative du premier lord naval, sir John Fisher,

a omis l'armement secondaire dans le dernier de ses vaisseaux de ligne. M. Williams, de la marine des États-Unis, a montré que, dans les plus récents navires de ligne de leur flotte, l'artillerie moyenne a aussi été omise. Cela constitue un grand argument en faveur de la suppression de l'armement secondaire; dans la guerre avec l'Espagne, cet armement leur a rendu des plus grands services; mais on a compris que les circonstances ne seront pas toujours aussi favorables pour une artillerie secondaire. Si, au lieu de croiseurs protégés, la marine fédérale avait eu à combattre des navires de ligne à gros canons, son artillerie moyenne n'aurait pas pu entrer en action, et elle a compris que, pour opposer aux gros canons, on a besoin de gros canons soi-même.

De l'autre côté se trouve sir William White, l'ex-directeur des constructions navales en Angleterre, qui favorise encore une artillerie moyenne à côté de l'armement des gros canons.

Quant à moi, je me range du côté de ceux qui favorisent l'unité dans l'artillerie.

La question de l'artillerie secondaire n'est pas de récente date. Elle a été posée dans l'enquête à cause du *Captain*. En 1886 encore un récit fictif parut dans l'*Engineering* : « Cruise of the Meander », qui finit par une brillante victoire sur le cuirassé *Bayard*. Le roman du Meander allait se réaliser, après une douzaine d'années, dans la bataille du Yalu; la flotte de croiseurs, créée par M. Bertin pour le Japon, a brillamment battu les cuirassés chinois.

Dans la reconstruction de la flotte anglaise, commencée en 1889, l'amirauté a distinctement demandé un armement secondaire à côté du principal armement; cette reconstruction a été le sujet d'un Mémoire, par sir W. White, dans l'*Institution of Naval Architects*, dans lequel l'auteur a révélé que de 1869 à 1878 l'armement secondaire n'a pas reçu beaucoup d'attention en Angleterre, mais que ce n'était pas le cas dans les marines étrangères, surtout dans la marine française.

La bataille du Yalu a porté un grand argument en faveur de l'artillerie moyenne. Dès le début du combat, les bâtiments chinois étaient en feu, leurs superstructures démolies, les cheminées criblées; du côté japonais, même situation, mais en un degré bien moindre. Tel est le fait le plus saillant de la bataille du Yalu, selon M. Ferrand.

Cette bataille du Yalu a profondément ému les ingénieurs ; en Allemagne, on a presque totalement omis le bois dans les constructions navales. En France, on n'est pas allé si loin; mais, selon M. Croneau, la pratique y a marché dans cette direction, et en Angleterre aussi on s'est occupé, selon M. Altwood, de supprimer le bois.

Dans la bataille du Yalu, on n'aperçoit rien de ces effets désastreux d'asphyxie; le nombre de morts a été très faible. Quand, au contraire, les cas d'asphyxie dans la récente guerre russo-japonaise ont été si nombreux; je crois devoir l'attribuer à l'effet des explosifs brisants d'aujourd'hui.

Dans la guerre hispano-américaine, l'artillerie moyenne a joué un rôle brillant, aussi bien à Cavité qu'à Santiago. La bravoure espagnole n'a pas été en état de passer la barrière de fer que l'artillerie américaine lui jetait devant les pieds. Ce sont les incendies, de nouveau, qui ont décidé les deux batailles.

De l'autre côté, M. Ferrand nous raconte que dans la récente guerre russo-japonaise les incendies n'ont pas joué un grand rôle avant la bataille de Tsoushima, et que dans cette bataille les surcharges de charbon étaient la cause des incendies désastreux qui ont mis hors de combat tant de navires.

Je ne peux pas accepter cette explication. La surcharge, en sortant du port, se diminua d'heure en heure, et je suppose que, après le long parcours avant la bataille, l'approvisionnement était devenu normal.

Mais si, en effet, le charbon allumé a été la cause des incendies, la protection qu'on a cherchée dans une épaisse couche de charbon devient bien illusoire.

La conclusion que j'ai tirée des leçons des récentes guerres est la suivante :

1° Les vaisseaux de ligne ne seront armés qu'avec les plus puissants canons.

Les éléments qui constituent la puissance d'un canon sont le calibre et la longueur. Actuellement les plus puissants canons sont ceux du calibre de 305^{mm}, d'une longueur de 45 calibres.

Un armement de canons contre les torpilleurs complète l'artillerie.

Un armement de canons de moyenne puissance et à tir rapide est exclu.

2° La seconde ligne du combat sera constituée par des croiseurs blindés remplaçant les frégates d'autrefois, armés de canons à tir rapide de la puissance maxima; pour le moment, cela correspond à un calibre de 185^{mm}.

Comme dans les navires de ligne, un armement contre les torpilleurs complétera l'armement.

3° La troisième ligne sera composée de torpilleurs dans lesquels l'armement en canons joue un rôle tout à fait subordonné.

Alors on pourra désigner à chaque navire sa tâche bien définie; au début, les vaisseaux de ligne ouvriront le combat avec leurs gros canons. Ceux-ci auront toujours une trajectoire plus tendue, à même vitesse initiale que les canons moyens.

Comparez maintenant la situation de deux navires, dont l'un possède 4 canons de puissance maxima et une nombreuse artillerie moyenne contre un autre navire à 10 canons de puissance maxima, sans artillerie moyenne. Ces deux navires mis en combat l'un avec l'autre, le premier ne pourra mettre en bataille que 4 éléments de combat contre 10 de l'autre. A égalité d'adresse et de circonstances, le résultat n'est pas douteux.

Le navire à 5 canons p. m. sera beaucoup plus criblé que celui de

10 canons p. m. La conflagration, les asphyxies, les pertes en officiers et marins, la confusion, tous déjà en train sur le navire criblé, permettront à la seconde ligne, celle des croiseurs, d'entrer en bataille et d'inonder le navire criblé avec une grêle de projectiles tirés par les canons à tir rapide. On peut supposer qu'il n'y a non plus égalité de combat, parce que les croiseurs jusqu'ici tenus à l'écart n'ont pas encore souffert du feu ennemi, tandis que les navires de ligne déjà criblés ne lui opposeront qu'une batterie qui a déjà beaucoup souffert du feu ennemi; l'ennemi leur pourra opposer ses croiseurs, mais la chance de ceux-ci ne peut pas être grande, quand il y a encore des navires de ligne en bon état de combat en état de les écraser.

Chez moi, il n'y a pas de doute que les grandes marines agiront sagement en supprimant leur artillerie moyenne dans les vaisseaux de ligne et en la déléguant aux croiseurs.

Quant aux marines de second rang, je suis convaincu qu'elles ne peuvent commettre une plus grande faute que de se créer une flotte nombreuse, mais faible en éléments.

Les petits États surtout ont besoin de composer leurs escadres d'éléments les plus forts possibles.

Un nombre restreint de ces éléments forts vaut quelque chose, un grand nombre d'éléments faibles ne vaut rien!

Dans les derniers temps, une question s'est élevée en relation de la puissance à donner aux canons contre les destroyers. Le navire le plus récent et le plus puissant de l'Angleterre est muni dans ce but d'un canon de 10 livres ($8^{kg},165$); de plusieurs côtés la mesure a été critiquée. Les Japonais et les Russes se tiennent au calibre de 120^{mm}, lançant des projectiles de 20^{kg}. Tenant en considération que dans les plus récentes constructions la coque des destroyers a été renforcée, je crois qu'il n'y a pas de doute que le canon de 18 livres manque de puissance et que les Russes et les Japonais, guidés par leur expérience, ont agi sagement en se tenant au calibre de 120^{mm}.

M. Ferrand émet l'avis que les torpilleurs japonais ont fait faillite dans la récente guerre, et il n'est pas le seul de cette opinion.

Je crois que nous devons attribuer une valeur relative à cette assertion. Si nous nous souvenons des illusions de certains marins, mais surtout des journalistes, la faillite est incontestable. Mais, en envisageant la question à un autre point de vue, il n'y a pas de quoi mépriser la valeur de la torpille. Quelles nombreuses précautions on a dû prendre contre leurs attaques, et quels moyens ont été prouvés nécessaires pour contrecarrer leur effet. Qu'on se souvienne des canons-revolvers, ceux à tir rapide, les projecteurs, les filets protecteurs. Quel nombre d'hommes sont nécessaires pour entretenir et mettre en bataille ces moyens de combat; encore quel cloisonnement multiplié est devenu nécessaire. Si, nonobstant cela, la torpille automobile a été

trouvée en état de blesser, de mettre hors de combat un adversaire, sans cependant le tuer, peut-on parler d'une faillite?

Encore, il y a le côté moral de la question. Quelle attention perpétuelle la présence de torpilleurs nécessite chez les équipages et les états-majors! Il ne manque pas de preuves, tirées des dernières guerres, pour démontrer l'état d'excitation dans lequel officiers et équipages se trouvent, ou les conséquences funestes si l'attention s'affaiblit.

L'enthousiasme des fanatiques, qui s'imaginaient que les navires de guerre et de ligne étaient devenus inutiles, a certainement reçu un rude coup, comme on aurait pu le prédire.

Premièrement, les enthousiasmés ont certainement oublié que le but d'une escadre est souvent d'attaquer un port et des forteresses de terre, de préparer des débarquements; est-ce que les torpilleurs se prêtent pour ce genre de services?

Mais encore l'idée que plusieurs chérissaient, qu'une flotte de torpilleurs serait à même de détruire une flotte de cuirassés, s'est échouée totalement.

Non, les torpilleurs, y compris les destroyers, auront un rôle bien défini dans les flottes modernes. Les récentes guerres ont prouvé clairement que :

1° L'élément le plus important, le plus indépendant est les grands cuirassés de ligne;

2° Les destroyers ne peuvent exister par eux-mêmes; ils doivent naviguer en compagnie de plus forts éléments;

3° La combinaison des trois éléments : navires de ligne, croiseurs et destroyers, assure la plus grande force;

4° De ces trois éléments, on peut encore se passer le mieux des torpilleurs.

La dernière guerre n'a pas vu en action les submersibles. Un mot seulement sur ce type plus moderne de constructions navales, encore en essai.

On n'a pas besoin d'être prophète pour leur prédire un même sort que les torpilleurs et les torpilles automobiles.

Du côté des fanatiques, des espérances exagérées; en effet, on peut se préparer à des résultats matériels modérés, des résultats moraux extraordinaires, plus grands encore que ceux des torpilleurs et torpilles.

Ils auront l'avantage sur les torpilleurs par la difficulté extraordinaire de les atteindre. Mais non plus que ceux-ci ils retiendront un adversaire hardi et vaillant. Qu'on se souvienne du forcement du passage de la baie de Mobile : deux monitors étaient démolis par des torpilles; l'hésitation allait se montrer dans la colonne d'attaque fédéraliste et la confusion allait terminer le combat quand le vaillant amiral Ferragut se mit à la tête de la ligne; l'exemple de leur noble chef électrisait les commandants, et la journée se terminait par une brillante victoire des fédéralistes.

Mais une hardiesse comme celle montrée par l'illustre Ferragut est rare; en général, l'effet moral sera toujours grand sur les esprits ordinaires, et je crois, en conséquence, qu'on n'agira pas sagement en négligeant cette arme, ni du côté offensif, ni du côté défensif. Au contraire, je crois que la leçon la plus sage qu'on peut tirer de la dernière guerre, c'est que la torpille et le torpilleur ont besoin d'améliorations, en simplifiant les détails si cela se trouve possible; de remédier aux effets aveuglants des projecteurs avec des lunettes en verre bleu ou noir, etc.

D'un autre côté, on agira bien en s'armant efficacement contre leur pouvoir, sinon de tuer, au moins de blesser; de doubler les moyens de défense passive et active.

Nous voilà arrivés à un point traité l'autre année par M. Bertin dans un Mémoire à l'Association Technique Maritime et dans une contribution à la *Revue des Deux-Mondes.*

La subdivision en compartiments, surtout près de la flottaison, et le cuirassement intérieur contre l'effet des torpilles sont les moyens sur lesquels il a insisté et dont il retrace l'histoire dans la Marine française.

Dans toutes les marines, on s'est occupé sérieusement de la subdivision de la coque, non sans quelques controverses du côté de ceux qui avaient plus de confiance dans une cuirasse épaisse.

Dans les récentes guerres, il est sûr que le cloisonnement était poussé à un degré appréciable; l'effet a été des plus satisfaisants : « Un point qui attire nécessairement l'attention est le peu de dégâts causés, en général, par les coups qui atteignent sous la flottaison, » nous assure M. Ferrand. Encore : « D'autre part, nous avons vu que les projectiles explosifs ont toujours produit des effets très limités. La moindre cloison, le moindre rideau suffit pour en limiter les effets. »

Mais, tandis que M. Ferrand constate un effet très médiocre en général des torpilles automobiles, sauf quelques exceptions, d'un autre côté, l'effet des mines dormantes a été terrible. Le cloisonnement a sauvé quelques navires, d'autres, comme le *Petropavlosk,* ont sombré.

Dans le *Yashima,* le cloisonnement n'a pu sauver le navire, mais il a retardé le chavirement assez pour permettre à l'équipage de se sauver.

Ces exemples prouvent que le cloisonnement, à lui seul, ne suffit pas pour protéger efficacement les navires contre l'effet destructif des mines dormantes.

Deux ingénieurs distingués, MM. Reed et Bertin, ont proposé, dans ce but, une cloison blindée intérieure. La mine en touchant la coque du navire s'explose à quelque distance de la cloison blindée, et comme l'effet de l'explosion est considérablement affaibli par la distance, la cloison blindée sera à même de protéger l'intérieur du navire. Ceux qui ont suivi le Mémoire de M. Ferrand se souviendront combien est grande l'influence de la distance,

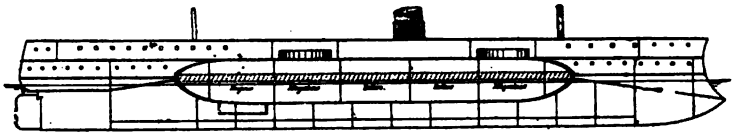
La fraction d'une seconde qui s'écoule entre le choc d'une torpille auto-

mobile et l'amorçage de l'explosif, avec le rebroussement en chemin de la torpille, éloignant un peu celle-ci de la coque du navire, l'explosion s'effectue à une distance minima de la coque, mais, quoique minima, selon M. Ferrand, assez grande pour atténuer sensiblement l'effet de l'explosion.

Quoique M. Reed ait devancé de plusieurs années l'application de l'invention, la France a l'honneur de la première application. Autant que je sache, il n'y a qu'en France qu'on trouve des navires blindés contre les torpilles.

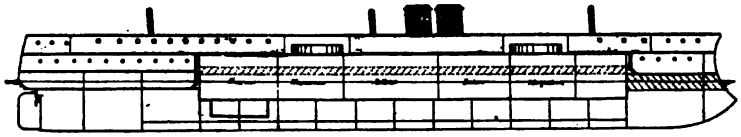
Les figures 4 et 6 représentent la disposition proposée par M. Reed.

Fig. 4



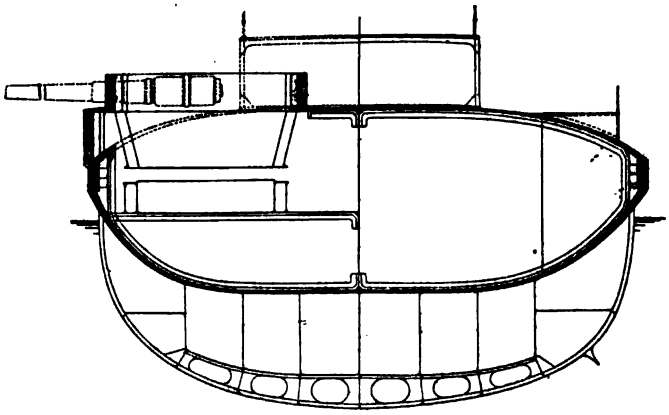
Un cloisonnement multiplié dans les bas-fonds du navire réunit la coque extérieure avec le double fond et la cloison blindée.

Fig. 5.



De l'autre côté, la flottaison ne contient pas de subdivision cellulaire et la protection de la stabilité du navire est confiée totalement à un blindage

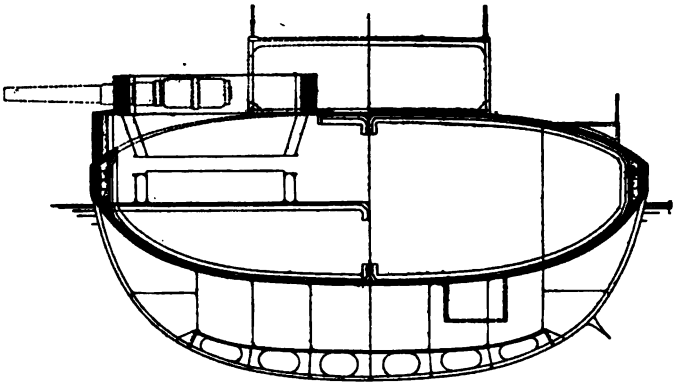
Fig. 6.



épais. On ne trouve que les cloisons longitudinales des flancs (wing passage bulkheads) et les cloisons transversales, séparant les compartiments des machines, magasins, chaudières, etc.

Cependant, M. Reed ne néglige pas du tout la question de la stabilité. Dans les figures 7 et 9 il propose des dispositions qui assurent la stabilité, quand le navire a souffert par des voies d'eau qui ont immergé un ou plusieurs

Fig. 7.



compartiments. La perte en stabilité sera restaurée par la grande largeur de la partie qui va s'immerger. Le surbau exagéré des figures 8 et 9 ne s'applique

Fig. 8.

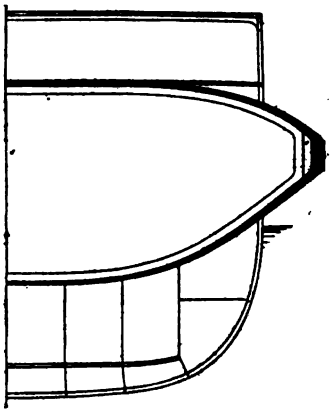
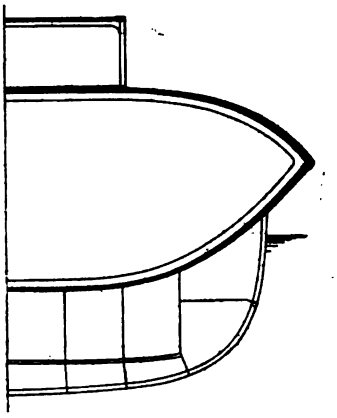


Fig. 9.

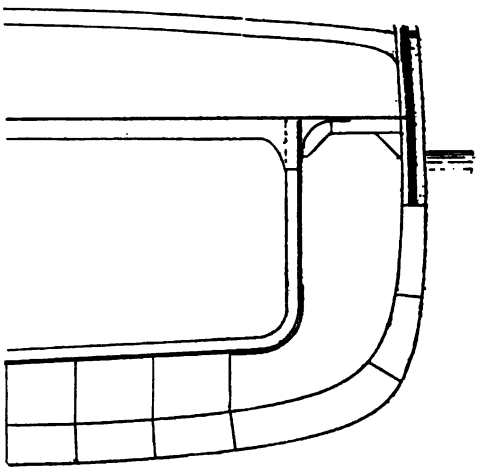


que pour la navigation fluviale, où l'on n'a pas à craindre les coups destructifs des vagues.

Mais M. Reed ne s'est pas arrêté là; sa patente du 12 mai 1883, qui représente les constructions données par les figures 7 à 9, a été suivie d'une autre du 7 juillet 1905, représentée par la figure 10, qui ne diffère que par les détails des dispositions de sa patente précédente. Dans celle-ci la caisse cuirassée faisait partie intégrante de la batterie. Dans la disposition nouvelle la caisse a une existence séparée; mais encore le cloisonnement manque dans les

environs de la flottaison, M. Reed confie la protection de celle-ci à la cuirasse verticale, et, en vue de l'invulnérabilité des cuirasses, constatée par M. Ferrand, il a peut-être raison. Mais ne perdons pas de vue que M. Ferrand attribue le manque de percements de la cuirasse, plutôt à la circonstance qu'on n'a presque pas eu recours aux projectiles de rupture, qu'à l'invulné-

Fig. 10.



rabilité de la cuirasse, et qu'un cloisonnement pour protéger la stabilité du navire, comme les dessins montrent que M. Bertin a appliqué dans ses plus récents navires, est nécessaire.

Les dispositions Reed diffèrent encore de celles de M. Bertin en ce que, dans les premières, la boîte cuirassée est indépendante du double fond, tandis que, dans les navires projetés par M. Bertin, la boîte cuirassée constitue une partie intégrante de la construction du navire et que ses parois se prolongent dans le double fond; au point de vue de la construction, je préfère la disposition des navires français.

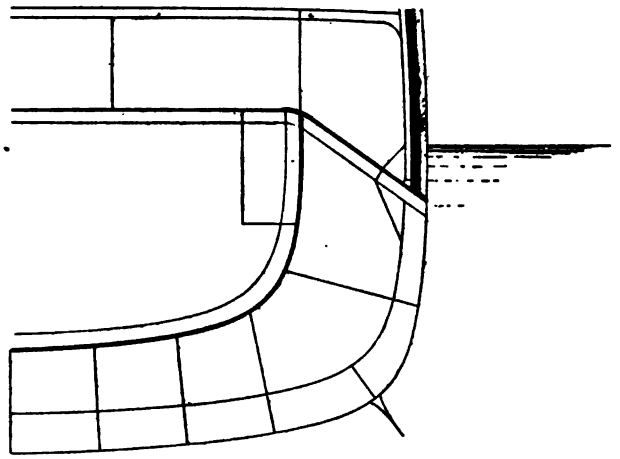
Dans la disposition proposée par M. Reed, toute la boîte est blindée, tandis que, dans les navires français, elle n'est cuirassée que jusqu'à une certaine profondeur au-dessous de la flottaison. Celle-ci n'offre de la protection que contre les torpilles automobiles, peu dangereuses selon M. Ferrand, tandis que, dans celle proposée par M. Reed, elle protège l'intérieur du navire contre les mines dormantes, formidables engins de guerre, et contre les submersibles encore en essai.

Une disposition qui réunit les bonnes qualités des deux systèmes est proposée dans la figure 11. Le cloisonnement et l'application d'un pont blindé

oblique près de la flottaison ont été réunis avec le cuirassement total de la boîte.

Les portes étanches n'ont pas joué un grand rôle dans les récentes guerres, et je crois que ce n'est pas étonnant. Dans des circonstances ordinaires on laisse beaucoup de portes ouvertes, mais pendant une bataille on aura soin

Fig. 11.



de les fermer. Autant que je le sache, c'est seulement sur le *Yashima* qu'elles ont joué un rôle, mais c'est justement hors d'un combat qu'il a été torpillé, ou a souffert d'une explosion spontanée, et coulé.

L'amiral Beresford propose pour les portes une position aussi élevée que possible; quand les fonds commencent à être envahis par l'eau, on aura encore le temps de fermer les portes, ce qui n'est pas le cas quand elles se trouvent en bas. Quoique la communication soit plus difficile, je trouve la disposition proposée bien recommandable.

D'autres ont proposé une fermeture automatique de toutes les portes entre les mains du capitaine; le système *Stone-Lloyd* est beaucoup en vogue dans la marine marchande. L'emprisonnement des gens au travail dans les fonds a été prévu dans ce système; une ouverture momentanée des portes, fermées automatiquement, par les emprisonnés est possible. Aux États-Unis le *Long arm system*, de la Société anonyme « The Long arm system C°, » Cleveland Ohio, a été appliqué sur le croiseur *Chicago*.

Le terrible accident de la *Victoria*, attribué en grande partie à la circonstance qu'on ne put fermer les portes étanches, a donné lieu à une enquête, et le résultat a été que le directeur des constructions navales, M. White, a affirmé la conviction que l'accident de la *Victoria* n'offrait pas un nouvel argument en faveur des portes automatiques, déjà demandées auparavant; c'est à la discipline d'un équipage nombreux et exercé qu'il aime à se fier.

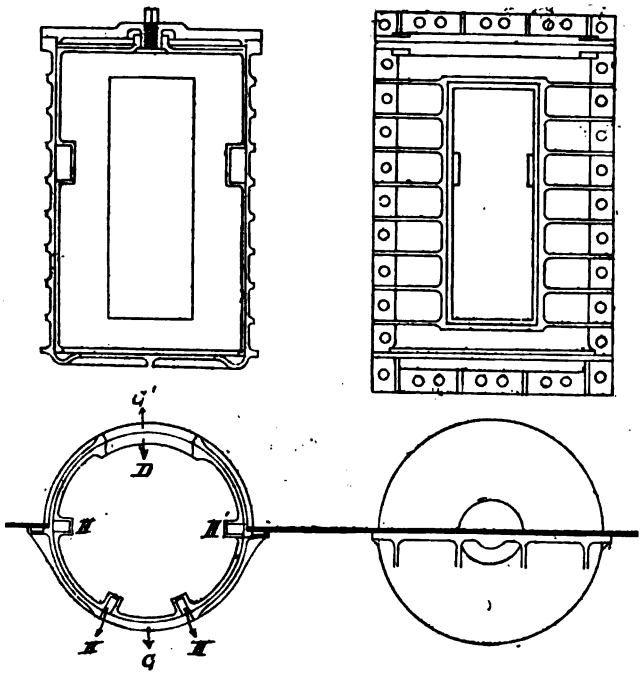
La question se pose de savoir si l'on peut compter sur la discipline d'un nombreux équipage dans des circonstances semblables. Combien ne perdront pas la tête dans la panique presque inévitable ?

Dans la plus récente de leurs constructions, le *Dreadnought,* les Anglais ont supprimé les portes étanches dans les fonds, et les ont remplacées par des ascenseurs; ainsi toute communication s'opère en haut. C'est une complication nouvelle, additionnelle à celles qui existent déjà en si nombreuse quantité à bord du navire de guerre moderne.

En outre, je crois que les communications entre les compartiments des chaudières et des machines ont besoin d'une voie moins compliquée et plus directe que celle que l'on a acceptée sur le *Dreadnought.*

Il existe un système de portes étanches patenté par W. Kirkaldy et décrit dans une séance de l'Institution of Naval Architects par M. B. Martell, ingénieur en chef du British Lloyd. « C'est un arrangement pour une porte double fermée par un cylindre tournant dans une cage cylindrique. Les ouvertures dans le cylindre et la cage sont arrangées de telle manière que l'entrée doit

Fig. 12.



être fermée avant que la sortie soit ouverte. Quand, référant à la figure 12, la porte C_1 est fermée, insérez la main dans les creux H, et tournez jusqu'à ce que les ouvertures C et D soient en correspondance; alors entrez et, debout sur la cage, on fait tourner la porte cylindrique au moyen de poignées intérieures H'; quand l'ouverture d'entrée est close les ouvertures D et C sont en

correspondance pour permettre la sortie de la cage. » Ainsi M. Martell décrit cette porte. On verra que la communication sera toujours assurée, mais que l'eau est empêchée de passer la porte. L'arrangement est des plus simples et en conséquence je trouve l'application de ce système recommandable pour la Marine de guerre aussi bien que pour la Marine marchande. La communication sera plus facile que dans le système proposé par lord Charles Beresford, tandis que des erreurs sont impossibles; l'étanchéité des cloisons est toujours assurée.

La question de la vitesse a été de nouveau posée et discutée. L'argument que la vitesse d'une escadre est celle du moins vite des éléments qui la composent, si souvent relevé, a été lancé de nouveau pour combattre la concurrence en vitesse. Mais ceux qui ne cessent de le pousser oublient que le navire de vitesse maximum aujourd'hui est demain celui de vitesse minimum.

Les Anglais ont demandé pour leur plus récent navire de ligne une vitesse de 21 nœuds et ont obtenu $21^{n},6$ ou exactement 40^{km}.

La guerre hispano-américaine nous a laissé un exemple de l'avantage de la vitesse. La capture du *Christoforo Colombo* aurait été impossible sans la vitesse supérieure des navires américains.

Mais surtout la bataille de Tsoushima a été singulièrement instructive à ce point de vue. Quand on suit l'itinéraire des deux flottes, l'on voit que la flotte japonaise, qui disposait d'une vitesse supérieure de 3 nœuds à celle de la flotte russe, a été à même de choisir la distance et la position la plus convenable à son armement. Elle était contrainte de suivre les manœuvres de la flotte ennemie, en suivant une courbe à l'extérieur, à un rayon de courbure plus grand que la flotte ennemie suivait; sans la vitesse supérieure constatée, cela lui aurait été impossible.

L'avantage tactique de la vitesse est incontestable dans ce cas.

Quant à l'avantage stratégique, il a été rehaussé par les dernières manœuvres de la marine anglaise. L'escadre, supposée ennemie, sous les ordres de l'amiral May, inférieure en nombre, mais supérieure en vitesse à l'escadre défensive, a, grâce à sa vitesse, su échapper à celui-ci et entrait dans la Manche avant ce dernier.

Est-ce qu'on pouvait attendre autre chose? La vitesse a toujours constitué un avantage pour ceux qui ont su en profiter.

La question de la vitesse tactique est une question purement technique. Dès le début de l'Association technique maritime, M. Hauser a démontré par l'application de l'Analyse l'influence dominante de la légèreté de la coque dans le problème de la vitesse et proposé la substitution de l'aluminium à l'acier; le professeur Harvard Biles, le célèbre constructeur des *City of New-York* et *City of Paris* et de tant d'autres navires rapides munis de turbines, a proposé l'usage de l'acier nickelé.

M. Normand, en continuant les études de M. Hauser et en introduisant de

nouveaux éléments de calcul, a démontré l'influence prononcée du rapport du poids total de la machine au poids par unité de travail, c'est-à-dire la légèreté de la machine.

Aussi on peut constater des progrès énormes dans la vitesse tactique dans les dernières années; l'application de la vapeur à haute pression combinée à l'expansion en cascades, l'usage du tirage forcé, l'introduction des chaudières tubuleuses, et dernièrement l'introduction des turbines à vapeur ont conduit à des vitesses merveilleuses.

Mais l'ingénieur n'est pas au bout de son latin; l'application de la vapeur surchauffée, ou plutôt sa reprise mènera à des résultats inattendus. Les résultats surprenants avec des pressions moyennes acquises par la Maison Penn dans les septième et huitième décades du XIXe siècle prédisent un avantage réel si l'on sait vaincre les difficultés pratiques que l'usage de la vapeur à haute pression surchauffée entraîne. Les dernières séances de l'Association technique maritime ont démontré que l'application de la distribution Lentz par soupapes a surmonté beaucoup de difficultés, comme M. Godard vient de le démontrer.

Dans la récente assemblée de l'Institution of Navals Architects M. Mac Kechnie de la Maison Vickers, Sons et Maxim a démontré l'avantage de l'usage du moteur à action thermique directe, dit *à combustion interne,* et constaté, en conséquence des expériences instituées dans les trois dernières années, que sa maison est préparée à construire des moteurs pour les grands navires.

La combinaison de la turbine avec le principe de l'action thermique directe serait pour le moment le dernier mot dans la question posée.

Une question sérieuse et plus difficile à résoudre est la dépendance des escadres modernes de leur base d'opérations. La récente guerre l'a démontré suffisamment; c'est le problème de la vitesse stratégique. Le gain en vitesse tactique est obtenu au détriment de la vitesse stratégique. Autrefois on économisait ses charbons par la voilure. Mais l'introduction des hélices jumelles et triples a rendu illusoire l'application de la voilure auxiliaire; on peut constater ce résultat dans la Marine marchande aussi bien que dans la Marine de guerre.

L'introduction des hélices à ailes orientables introduites par M. Bevis, de la Maison de Laird brothers, n'a réussi que sur des navires à dimensions réduites. Le *Carysfort,* un navire d'un déplacement de 2400 tonnes, a été muni d'une hélice de ce genre, modifiée un peu dans ses détails par MM. Kirk et Hunt, de la Maison J. Elder; mais il n'a pas trouvé de successeurs.

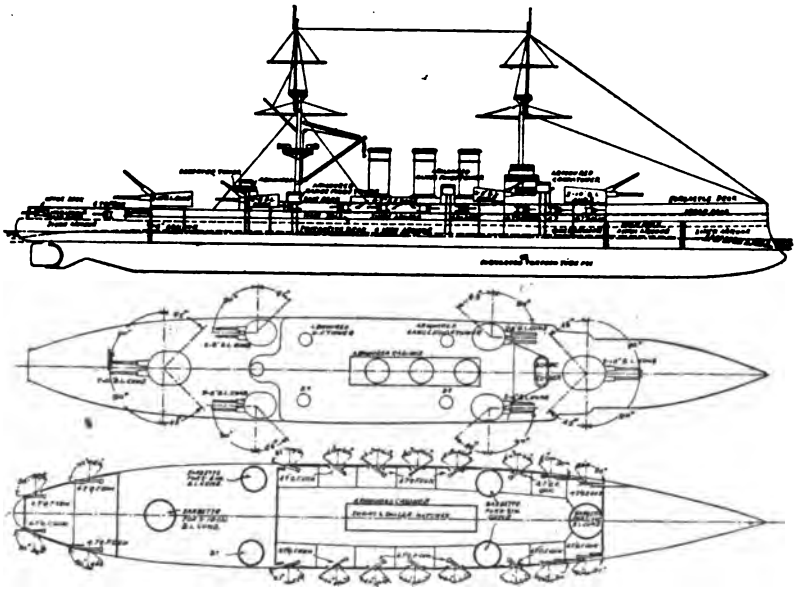
L'indépendance que la voilure assurait à une flotte d'opérer loin de sa base est perdue irrévocablement. Aujourd'hui la vitesse stratégique se trouve limitée à la distance franchissable qui lui assure son approvisionnement en charbon.

Comment regagner cette indépendance dans les opérations, si précieuse pour les capitaines d'armées terrestres et marines, c'est le problème le plus

sérieux auquel les ingénieurs devront s'appliquer. Sacrifier la vitesse tactique n'est pas recommandable; améliorer le rendement des machines est encore possible, mais la théorie du cycle Carnot nous apprend qu'il y a des limites dans l'économie thermodynamique.

Je crois que la seule solution possible c'est de s'assurer des sources naturelles d'énergie à notre disposition, de les accumuler autant que possible. Ces sources sont : la chaleur solaire, le vent, l'électricité atmosphérique. C'est en dirigeant ses efforts théoriques et expérimentaux dans ce sens qu'il sera seul possible de rétablir l'indépendance de la base, indispensable pour une stratégie vigoureuse et active.

Fig. 13.



Marine russe : croiseur *Rurik*.

L'étude des plus récentes constructions navales, sous l'influence des leçons des dernières guerres, ne peut manquer d'être très instructive.

Une des plus remarquables de ces constructions est le *Dreadnought* de la Marine anglaise. La description détaillée de ce navire par M. Hart dans la dernière séance de l'Association technique maritime me sauve d'une description nouvelle de ce navire, de récente construction. Permettez les remarques suivantes seulement. Nonobstant que le succès des torpilles automobiles a été inférieur à ce que l'on en attendait, on n'a pas supprimé les tubes lance-torpilles. Le tirant d'eau de seulement 8^{m} est très remarquable; il lui permet le passage du canal de Suez. Remarquez le manque de mâts de combat et le nombre restreint en embarcations; les mâts sont munis de plates-formes pour la télémétrie, d'une barre pour la télégraphie sans fil et

de deux vergues de signaux; on a omis les sémaphores. Non plus on n'aperçoit pas de superstructures.

Tournons nos yeux à une des récentes constructions de la Marine russe, le *Rurik* (*fig.* 13), un croiseur construit par la maison Vickers. A la description qui a paru dans l'*Engineering* du 16 novembre dernier, j'emprunte les chiffres suivants :

Longueur entre perpendiculaires	$149^{m},352$
Largeur	$22^{m},86$
Tirant d'eau moyen	$7^{m},925$
Déplacement	14853^{m^3} ou 15240 tonnes métriques
Vitesse à l'essai constatée	21 nœuds
Puissance indiquée	19700^{chx}
Approvisionnement en charbon avec tirant d'eau normal, avec lequel les essais seront exécutés.	12200 tonnes
Équipage et état-major	850 hommes

Armement. — 4 canons, calibre 254^{mm}, longueur 50 calibres, en deux barbettes dans le plan diamétral, un en avant, un en arrière.

8 canons, calibre $203^{mm},2$, longueur 50 calibres dans quatre barbettes, dans le flanc du navire.

20 canons de 120^{mm} à tir rapide, longueur 50 calibres, dont 16 dans une batterie blindée sur le pont supérieur et 4 dans une batterie subdivisée et blindée sur le pont principal, en arrière.

12 canons à tir rapide de calibres inférieurs.

2 tubes lance-torpilles de $457^{mm},2$.

Protection. — Une ceinture cuirassée de bout à bout, d'une profondeur plus grande qu'à l'ordinaire, épaisse au milieu de $152^{mm},4$, à l'avant de $101^{mm},6$, à l'arrière de $76^{mm},2$.

Au-dessus de cette ceinture, il y a une batterie d'une longueur d'à peu près 61^{m}, cuirassée de $76^{mm},2$, s'élevant jusqu'au pont des embarcations. Elle contient 16 canons à tir rapide de 120^{mm}.

En arrière, il y a une seconde position blindée de $76^{mm},2$ pour le reste des canons à tir rapide de 120^{mm}; 4 en nombre.

Les barbettes sont protégées par une cuirasse de $133^{mm},35$; les blockhaus, de $203^{mm},2$.

Toute la cuirasse est en acier Krupp.

Les canons à tir rapide de 12^{cm} de la batterie centrale sont montés dans des compartiments séparés entre eux par des cloisons d'une épaisseur de $25^{mm},4$ d'un acier spécial appliqué pour la première fois dans ce navire.

Quatre tourelles blindées de 127^{mm} sont destinées pour la télémétrie.

Le pont blindé a une épaisseur totale de $101^{mm},6$; les ponts sont arrangés de telle manière que les obus à charges brisantes ne peuvent éclater qu'au

dehors du navire; on n'a pas expliqué de quelle manière on croit atteindre ce but.

L'électricité sert pour la manœuvre des canons; l'approvisionnement en munition est plus grand qu'à l'ordinaire.

Le pointage maxima positif des canons est de 35° et le pointage négatif de 5°; ces grands angles ont sévèrement alourdi l'affûtage et les barbettes; les diamètres de celles-ci avaient besoin d'agrandissement; l'installation électrique a prouvé qu'elle était plus lourde qu'une installation hydraulique.

Une nouveauté a été introduite dans les portes des sabords, qui sont à fermeture rapide (*quick closing*).

Outre le blockhaus en avant et l'observatoire en arrière, il y a un poste sous la flottaison en connexion électrique avec tout le navire, et duquel il peut être manœuvré et commandé encore quand toutes les stations blindées en haut ont été démolies. Comment manœuvrer un navire quand la vue manque?

On a, avant de décider le choix, essayé l'acier doux et l'acier dur contre les canons à tir rapide; les résultats étant insuffisants, on a essayé un acier spécial assez dur pour résister au feu des canons de 120^{mm}, mais assez tenace pour résister à celui de 150^{mm}. Ces matériaux ont servi pour le pont blindé, le cloisonnement dans la batterie centrale et la cuirasse de la base des cheminées.

Des installations automatiques rétablissent l'équilibre quand le navire percé ou torpillé prend de la bande.

Les cloisons étanches ont été essayées avec des hauteurs d'eau jusqu'ici sans précédent.

On a omis les filets protecteurs; les canons à tir rapide les démolissaient totalement et les débris encombraient sérieusement le navire.

Rappelons-nous que le *Sébastopol* a été sauvé de l'attaque des torpilles par ses filets; la décision de les omettre est donc bien remarquable.

Des générateurs Belleville procurent la vapeur; les autorités russes les ont trouvés très satisfaisants dans les conditions de la guerre, et elles attachent une grande valeur à l'uniformité et l'interchangeabilité dans les pièces de rechange même d'un navire à un autre.

Les essais de vitesse maxima doivent être exécutés avec les trois quarts des générateurs; la pression absolue est de 18 atmosphères.

Le nombre des générateurs est de 28; ils sont pourvus d'économiseurs et d'installations pour brûler le pétrole. La surface de chauffe est de 5002^{m^2}; il y a trois cheminées d'un diamètre de $4^m,27$, s'élevant de $22^m,86$ au-dessus de la grille.

La machinerie propulsive ne contient rien de nouveau et consiste en deux machines à triple expansion à quatre cylindres, balancées selon le système de Yarrow-Schlick-Tweedy; les hélices tournent en dedans; la plateforme des mécaniciens est dans le centre du navire. Des colonnes en acier forgé

supportent le front des pièces en fonte et, comme un A, le dos des cylindres; la plaque de fondation est en acier fondu. Chaque compartiment contient deux condenseurs à action séparée ou combinée à volonté; chaque cylindre à basse pression peut être mis en communication avec chacun des deux condenseurs. Chaque arbre de manivelle consiste en deux sections interchangeables, d'un diamètre de $431^{mm},8$; les arbres d'hélices ont un diamètre de $482^{mm},6$ et les manivelles de 470^{mm}.

Le système de machines auxiliaires contient : deux pompes à air jumelles et deux pompes à circulation indépendantes pour chaque machine; quatre évaporateurs et deux condenseurs, quatre pompes d'incendie et de cale, deux pompes à service général et une pompe pour drainer les soutes à eau; deux extracteurs de graisse du type à gravitation; cinq larges dynamos à courant continu, à 105 volts, fonctionnant dans des compartiments séparés, munis de machines compound du type enfermé (*enclosed*). Deux condenseurs séparés reçoivent la vapeur de toutes ces machines.

Dans chaque compartiment de chaudière il y a deux pompes alimentaires à action directe; chaque pompe a son tuyau de décharge séparé et peut être mise en connexion avec un générateur quelconque; huit ventilateurs suppléent l'air des foyers; sept comprimeurs d'air pulvérisent le pétrole; un autre à haute pression sert à ramoner les tubes des générateurs.

Quatre éjecteurs d'escarbilles hydrauliques, outre des ascenseurs ordinaires, sept pompes desservant le chauffage à pétrole ont été installés.

Le grand approvisionnement en charbon est renforcé par 200 tonnes de pétrole.

Chaque compartiment a son système de ventilation indépendant; les ventilateurs sont généralement pourvus de moteurs électriques. Surtout dans les soutes, on a eu soin de rafraîchir l'air et d'y abaisser la température par des réfrigérateurs (*thermo-tanks*).

L'épuisement des cales, une spécialité de la marine russe, a été étudié profondément; c'est encore de l'électricité qui, en général, constitue la force motrice des pompes; l'encombrement en poids est devenu plus grand, mais est compensé par l'omission des pompes à main, prouvées tout à fait inutiles. Les soins les plus minutieux ont été pris pour assurer les moteurs contre l'eau envahissante; chaque compartiment est épuisé indépendamment de l'autre.

Le nombre de pièces de rechange est en excès de l'ordinaire.

Les dynamos pour la manœuvre de l'artillerie ont été installées dans deux compartiments, une en avant, l'autre en arrière; une seule suffit, en cas de besoin, pour la manœuvre de la batterie totale.

Les organes de transmission pour le gouvernail ont reçu une étude particulière; il y a un servomoteur à vapeur, et dans un autre compartiment un servomoteur électrique; ils sont contrôlés, soit du blockhaus en avant, de l'observatoire en arrière, soit du poste sous-marin. En cas d'avarie la barre

peut être débrayée instantanément et le gouvernail mis à l'abandon; on attache une grande valeur à cette installation, pour éviter la répétition du cas du *Tzarewitch*, dont le gouvernail était rendu immobile dans une position non diamétrale par un coup de canon qui dérangeait les organes de transmission.

Une précaution spéciale a été prise pour les conduites d'eau, afin de les protéger contre la congélation par des tuyaux à vapeur.

L'influence des leçons des récentes guerres est retraçable à chaque pas. Le grand nombre de télémétristes tués a conduit à l'introduction des positions protégées; la démolition des blockhaus a mené à une épaisseur extraordinaire de la cuirasse de ce poste, dépassant celle des batteries. Les inconvénients causés par le percement des cheminées et leurs bases a mené au cuirassement de ces dernières; les effets des obus éclatants ont mené à la séparation des canons par un cloisonnement prononcé.

On n'a pas cherché à économiser dans les poids; au contraire, quand on jugeait qu'une augmentation en poids était justifiée par l'expérience, on n'a pas hésité à l'accepter; d'un autre côté, on n'a pas non plus été scrupuleux d'omettre les poids si l'expérience avait prouvé leur manque de valeur, comme les pompes à main, les filets contre les torpilles, etc.

En comparant ce remarquable navire avec le *Dreadnought*, on verra qu'avec des longueurs et tirants d'eau égaux, mais une différence assez grande en largeur, la vitesse projetée du croiseur est la même que celle du navire de ligne. Probablement cela provient de l'application des turbines dans le navire anglais, et de la condition que dans le croiseur russe on ne peut disposer seulement que des $\frac{3}{4}$ de l'appareil évaporatoire dans les essais de vitesse; la vitesse maxima, sous cette condition, est nominale, et l'on peut compter sur une vitesse supérieure, en cas de besoin, que celle des essais.

Avant de terminer cette étude je voudrais revenir une fois encore sur la vitesse stratégique des flottes et son influence sur les constructions navales.

Le doublage des navires en acier par le bois et le cuivre accuse un grand encombrement en poids et une augmentation dans le prix, mais il assure l'indépendance d'une base d'opérations. Pour des navires qui auront à se battre dans les mers lointaines, l'avantage est évident. La flotte russe n'aurait pas tant perdu en vitesse, si ses navires avaient été doublés en cuivre.

Je voudrais encore attirer votre attention sur une découverte des récentes années, qui, je crois, aura des conséquences inattendues encore, celle de M. Th. Goldschmidt, à Essen sur la Ruhr. Sa découverte consiste en un matériel, qu'il appelle *Thermit*, et qui se compose d'un mélange intime d'aluminium et d'oxyde de fer pulvérisés; avec une allumette ordinaire, on allume l'aluminium qui, en s'oxydant, réduit l'oxyde de fer, devient korundon et agit comme flux; la chaleur dégagée liquéfie le fer sous une température

calculée à 3000°; la composition du fer dégagé est égale à celle de l'acier fondu; le procès est terminé en 30 secondes.

Le thermit a déjà rendu de très grands services dans la réparation des navires. Le succès, dans la soudure d'étambots cassés, a été merveilleux. Il a gagné une grande réputation dans l'ancien et dans le nouveau monde.

J'en attends une application encore plus sérieuse pour l'avenir dans l'assemblage des pièces, qui révolutionnera le système actuel et remplacera le travail laborieux, peu satisfaisant et coûteux du rivetage par un procédé chimique, rapide et peu coûteux.

Les matières dont le thermit est composé sont à la portée de tout le monde, et répondent à la condition que M. Hauser a posée pour la réussite d'un procédé nouveau; autant qu'on le sache, la fabrication n'exige que l'application de la chaleur; la production peut devenir illimitée.

Si l'on peut substituer la soudure au rivetage, il est clair qu'un allégement de la coque énorme en résulterait, qui permettrait un agrandissement énorme dans l'approvisionnement en charbon; la distance franchissable sera augmentée sensiblement et, en conséquence, la dépendance de la base sera amoindrie.

Mais, comme nous venons de l'exposer, l'indépendance de la base ne sera rétablie qu'après que l'on aura mis à profit les sources d'énergie disponibles partout: le vent, la chaleur et l'électricité atmosphériques. Cela nous assurera de nouveau la liberté de mouvement dans les opérations, perdue par le désir d'une vitesse tactique maxima.

SUR UN NAVIRE QUARTIER GÉNÉRAL,

PAR M. VAN MEERTEN,
Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise en retraite.

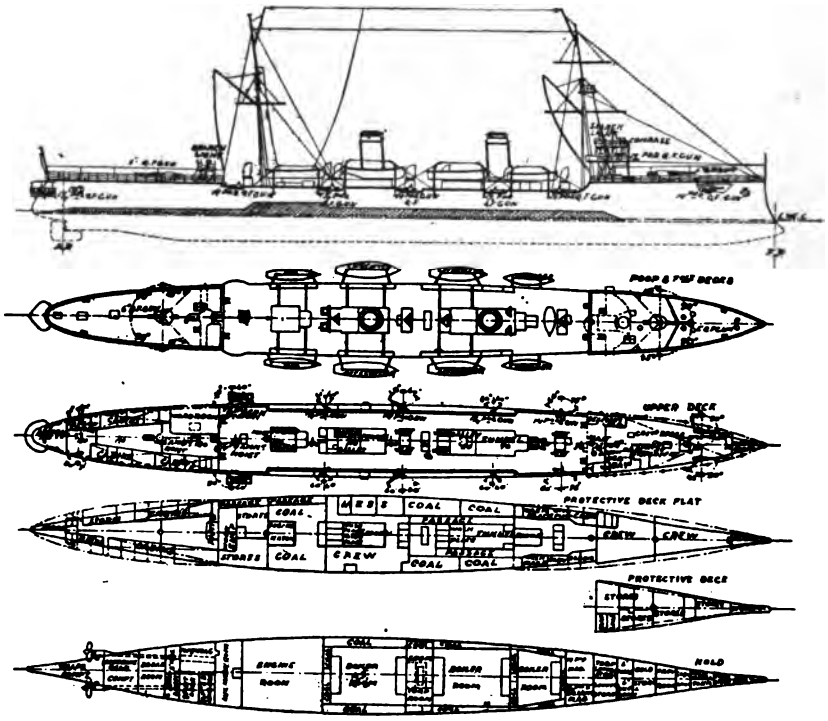
Depuis des temps immémoriaux, le chef d'une escadre a hissé son pavillon sur le plus puissant des navires sous ses ordres. Est-il, aujourd'hui encore, raisonnable de continuer cette pratique? J'ai des raisons pour en douter. Le séjour d'un amiral sur un navire combattant entraîne de graves inconvénients; le navire doit satisfaire à un but double : se battre et servir de séjour au commandant d'escadre et à son état-major; ni le commandant de l'escadre, ni celui du navire ne sont libres dans leurs mouvements. La présence de l'amiral dans la première ligne et encore à la tête de celle-ci a ses avantages; l'escadre n'a qu'à suivre les mouvements de celui-ci. Mais elle amène aussi de graves inconvénients; la position est très exposée et l'expérience des récentes guerres est là pour les mettre en relief.

Tournons nos yeux vers l'exemple que les guerres terrestres offrent. Le quartier général d'un commandant soit d'une division, soit d'un corps d'armée, soit d'un commandant en chef, se trouve généralement dans une position avancée, le plus près possible de l'ennemi, mais parfaitement assurée. Il peut se déplacer indépendamment de l'armée.

Assurer une position analogue pour le quartier général d'un amiral est le but que je propose d'atteindre par la création d'un navire construit pour servir de quartier général.

Un tel navire n'a pas besoin d'être grand; il vaut mieux réduire autant que possible ses dimensions pour présenter une moins grande cible à l'ennemi. D'un autre côté, une plate-forme tranquille demande des dimensions pas trop restreintes. Un déplacement entre 3000 et 3500 suffira. Parce qu'on n'a pas à craindre de grands dégâts et des voies d'eau dans le combat, la stabilité initiale peut être réduite à un minimum pour assurer un navire tranquille à la houle. Un pont blindé et un compartimentage et blindage intérieur protégeront le navire aussi efficacement que possible contre les torpilles; sur-

tout la flottaison a besoin de protection, afin que l'amiral n'ait pas à changer de navire au premier coup de canon tiré sur son navire; toute matière inflammable doit être bannie du navire; la conflagration ne doit pas compromettre l'ordre à bord. Un armement pour tenir à distance les torpilleurs suffira; une bonne vitesse, pas au-dessous de 25 nœuds, est urgente, parce que le navire perdra en vitesse en mer houleuse plus que les colosses de ligne. Les postes de combat de l'amiral avec son état-major, ceux des télémètres, des signaux seront bien protégés contre les coups directs des projectiles de rupture et les obus et leurs éclats. Dans ce cas, il vaudra mieux que le commandant d'escadre et celui du navire soient réunis dans un seul poste, parce



Marine péruvienne : croiseur *Almirante-Grau.*

que le capitaine n'a qu'à obéir aux ordres de l'amiral et n'a pas à prendre part au combat.

Des tubes lance-torpilles ne sont pas nécessaires; mais un système parfait de télégraphie sans fil avec une réserve de nombeuses pièces de détail sera de rigueur.

Dans un tel navire, il n'y aura pas besoin de réunir sur un même bord deux services séparés, deux services indépendants l'un de l'autre, liés nonobstant cela par les circonstances, deux services qui se gênent, souvent pro-

voquant une série de peccadilles d'étiquette, surtout dans les grades inférieurs.

L'état-major du navire constitue une partie intégrante de celui de l'amiral, justement comme dans les armées, le commandant du quartier général; ce n'est pas un service séparé de l'autre.

L'amiral est libre dans le choix de son poste; il le choisira là où, sans trop s'exposer au feu ennemi, il peut le mieux surveiller la bataille.

Les Péruviens, qui disposent d'une expérience douloureuse dans cette matière, la mort de l'amiral Grau, viennent de recevoir deux navires dont l'un, nommé *Almirante-Grau,* destiné pour porter le pavillon, est muni d'une dunette.

Ces deux navires, construits dans les chantiers de Wickers sons et Maxim, correspondent à peu près au programme que je viens de tracer. Voici les dimensions principales et autres particularités, empruntées à l'*Engineering,* réunies dans un Tableau :

Longueur entre perpendiculaires	$112^{m},776$
Largeur	$12^{m},344$
Tirant d'eau	$7^{m},343$
Déplacement de l'*Almirante-Grau*	3271 tonnes métriques
» du *Colonel-Bolognesi*	3251 »
Puissance indiquée sur l'essai par l'*Almirante-Grau*	$14\,144^{chx}$
Révolutions par minute	216
Vitesse	$24^{n},641$
Protection du blockhaus, épaisseur	$76^{mm},2$

Armement. — Sur la teugue, un canon de $152^{mm},4$. Sur la dunette, un canon de $152^{mm},4$. Dans la batterie, six canons à $5^{kg},35$ et huit à $0^{kg},567$. Deux tubes lance-torpilles submergés de $457^{mm},2$.

Un pont blindé protège les magasins, la manœuvre du gouvernail, la machinerie et les autres pièces vitales.

Si l'on supprimait les deux canons de $152^{mm},4$ et les tubes lance-torpilles, en profitant de l'allégement pour agrandir le blockhaus et le rendre invulnérable, si l'on remplaçait les machines à action réciproque par des turbines, si, au lieu d'une dunette, on accommodait le logement de l'amiral et de son état-major dans le centre du navire au lieu que dans une dunette, qu'on pourrait supprimer, l'on aurait ce que je propose : un navire construit seulement dans le but de servir de quartier général pour l'amiral et son état-major.

MÉMOIRE SUR QUELQUES POINTS PRATIQUES

DE

L'APPLICATION DES TURBINES A LA MARINE,

PAR M. C.-A. PARSONS, C. B., M. A.,
Membre du Conseil de l'Institution of naval Architects,

ET M. E.-H. WHEATLEY RIDSDALE,
Membre de cette Société.

D'autres communications ont déjà traité de ce type de machines et de ses applications, y compris celle à la propulsion des navires. Nous nous proposons aujourd'hui de discuter quelques questions d'un intérêt particulièrement important, concernant la construction et la conduite de la turbine à vapeur, et nous espérons que les renseignements qui vont être donnés pourront être de quelque intérêt pour les membres de notre Société.

Il y a actuellement en service 61 steamers à turbines Parsons et 65 en construction, représentant une puissance totale d'environ 590000 chevaux, pour les bâtiments de commerce et les yachts, et environ 800000 chevaux pour les navires de guerre.

Quelques-uns de ces navires sont en service depuis plusieurs années; le *King-Edward* depuis 6 saisons et demie, la *Queen-Alexandra* depuis 5 et demie et la *Queen* depuis 4 années. D'autres bâtiments sont entrés plus récemment en exploitation.

La plupart de ces bâtiments ont été affectés à des services de passagers dans des eaux fréquentées par un trafic intense, aussi les difficultés d'accostage ont-elles été très nombreuses. Or, les services de ces navires se sont accomplis avec une régularité inaccoutumée et sans sérieux incident, étant donné le type nouveau de leur machinerie. On peut en conclure que la turbine est d'une manœuvre qui présente toute facilité.

Qualités manœuvrières des turbines. — Nous nous proposons d'examiner les qualités manœuvrières des navires à turbines et nous tenons à faire remarquer, dès maintenant, que la majorité de ces navires est manœuvrée par des hommes affectés préalablement à des bâtiments à roues ou à hélices, et qui n'ont pas reçu d'apprentissage spécial pour la turbine.

Calais-Douvres tournent de 180° et changent de direction en 2 minutes.

On a généralement proportionné la puissance des turbines de marche arrière aux conditions spéciales du service qu'on en attendait. Dans des installations récentes de steamers à turbines à trois arbres, le nombre des révolutions au moment de l'arrêt de la marche avant a été de 65 à 80 pour 100 du nombre des révolutions de la marche à toute vitesse.

On a fait aussi des paquebots à 4 arbres, ayant chacun leur turbine de marche arrière, combinées deux à deux en série bâbord et tribord. Le nombre de ces installations est toutefois trop restreint pour que nous puissions donner des comparaisons permettant des conclusions intéressantes.

La question de la marche arrière doit être examinée avec grand soin parce que, si le bâtiment dispose d'une puissance d'arrêt suffisamment élevée, il marchera en arrière beaucoup plus vite que ne le nécessite la pratique.

Il y a au moins deux navires à turbines dont la vitesse de marche arrière a excédé 16 nœuds; c'est le destroyer allemand S. 125 et le paquebot Ostende-Douvres *Princesse-Elisabeth*.

Pour ce dernier paquebot, la vitesse de marche arrière a été d'au moins 68 pour 100 de celle de marche avant. La vitesse de marche arrière dépend en grande partie des lignes de l'arrière.

Les turbines de marche arrière ont d'abord été formées par un seul rang d'ailettes renversées, installé sur l'unique turbine radiale qui a formé le premier appareil moteur de la *Turbinia* 1894. La vapeur échappait comme aujourd'hui directement au condenseur par le même passage que les ailettes de marche avant (*fig.* 1).

Dans le *Viper* et la *Cobra*, les turbines de marche arrière étaient indépendantes, puis, dans les bâtiments qui ont suivi, *King-Edward* et *Velox*, furent installées les turbines, qui sont maintenant généralement employées dans les installations Parsons. Cet agencement consiste en une turbine à écoulement parallèle à l'axe, montée en prolongation de la turbine basse pression de marche avant et placée dans la chambre d'évacuation de la vapeur (*fig.* 2).

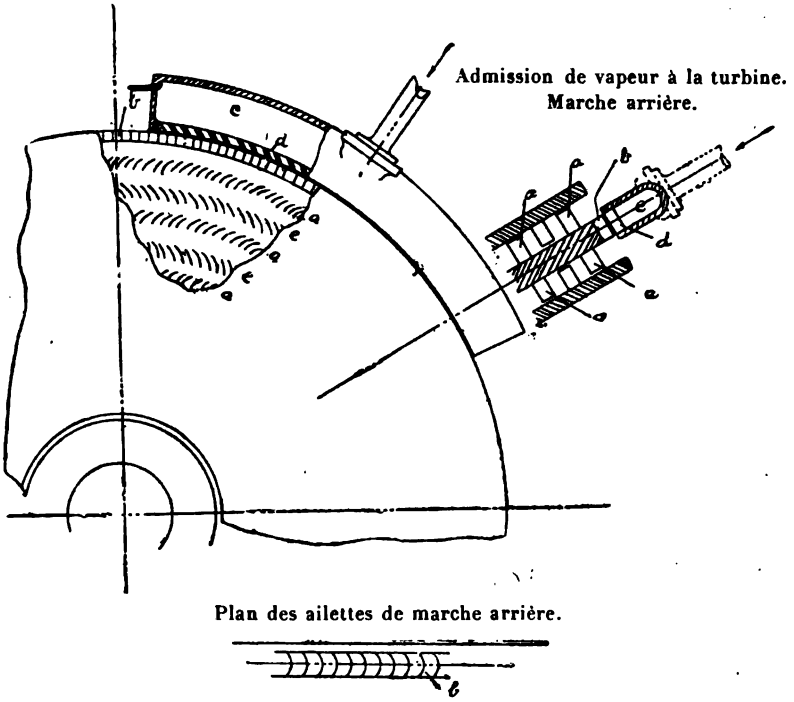
Les bâtiments à quatre arbres avec turbines marche arrière en série ont des turbines haute pression de marche arrière indépendantes comme dans le *Viper* et le *Cobra*, tandis que la turbine de basse pression est du type ordinaire décrit ci-dessus.

On pourrait penser qu'il faudrait de puissantes turbines de marche arrière pour permettre d'arrêter rapidement la rotation des turbines de marche avant et arriver au renversement. En fait ce n'est pas nécessaire. Tant que la turbine renversée tourne à l'encontre du flot de vapeur, la pression de la vapeur sur ses ailettes est beaucoup plus élevée que si la turbine tourne normalement. Cette pression forme donc un frein très puissant.

Si l'on considère les efforts de torsion, on a trouvé dans un cas que l'effort de torsion pendant une marche continue en arrière était de 20 à 25 pour 100

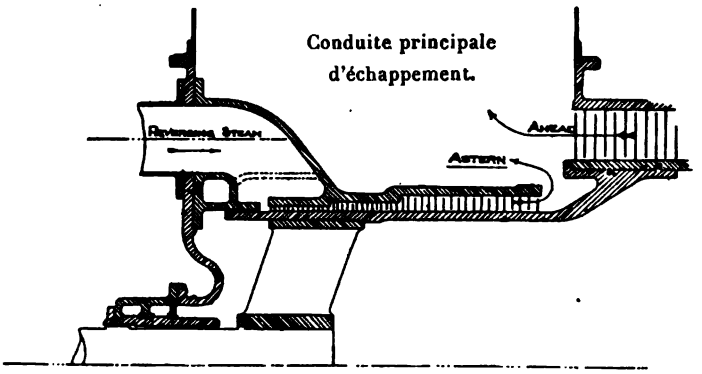
de l'effort de torsion à toute vitesse, tandis que le maximum de torsion au moment du renversement et de l'arrêt du bateau avait atteint jusqu'à

Fig. 1.



35 pour 100 de la puissance avant. Ce résultat a été atteint sur un bâtiment dont l'installation en turbines renversées n'était pas des plus favorables.

Fig. 2.



Le sens de rotation des arbres a été changé en 12 secondes après l'ordre venu du pont, et les turbines de marche arrière étaient suffisamment puis-

santes pour former de la cavitation jusqu'au moment de l'arrêt du navire. Évidemment la limite de l'effet utile avait été atteinte.

L'état de la mer a une grande importance. Suivant que les navires naviguent en eaux calmes ou agitées, il y a des variations suivant les types de bâtiments. Les bâtiments qui perdent le plus de vitesse dans les eaux troublées sont les bâtiments à roues et en particulier sur une mer du travers. Les bâtiments à machines alternatives et à hélices sont très sensibles aux emballements des propulseurs. Au contraire, les propulseurs des bâtiments à turbines, étant de plus faibles diamètres et plus profondément immergés, ne s'emballent jamais, et la toute vitesse peut être maintenue dans tout état de la mer en toute sécurité pour la machine.

Les appareils de sécurité destinés à couper la vapeur en cas d'emballement des turbines qui sont placés sur les bâtiments en service n'ont pas encore eu l'occasion de fonctionner, quoique ces appareils entrent automatiquement en action lorsque le nombre des révolutions excède de 5 à 10 pour 100 celui de la toute vitesse. Cela prouve qu'il ne se produit pas d'emballement des turbines. Ce résultat a été constaté sur tous les bâtiments. On connaît des cas de torpilleurs et de destroyers qui ont développé leur toute puissance normale sur une mer agitée sans aucune crainte d'accident. La vitesse n'a été limitée que par des ordres venus du pont motivés par des considérations de sécurité du bâtiment, sans qu'ils aient été réclamés par les mécaniciens.

La première démonstration de cette qualité des bâtiments à turbines a été faite par la *Turbinia* en 1897. Sa turbine était un moteur très puissant et d'un poids très léger.

On peut citer différents cas de ce que l'on peut arriver à faire en pratique avec les steamers destinés au service de détroits. En particulier, rappelons une traversée de la *Princesse-Élisabeth,* pendant l'hiver 1905-1906. Ce paquebot accomplit les 60 milles de traversée entre Douvres et Ostende à une vitesse moyenne en mer de 22 nœuds, par un coup de vent moyen. La vitesse du vent était de 7 à 8, soit environ 25 nœuds. Pour un bâtiment de 105^m de longueur et d'un tirant de 3^m seulement, c'est là un résultat qui se passe de commentaires.

La résistance de la coque à une mer debout augmente proportionnellement pour des bâtiments ayant une forme plus pleine au-dessus de la flottaison que pour la classe des bâtiments dont il vient d'être question.

Les navires à turbines de type intermédiaire peuvent, dans certaines circonstances, perdre de la vitesse plus rapidement que les navires du même type à machines alternatives, et ceci se produit lorsque le tangage est suffisamment dur pour occasionner une augmentation importante de la résistance de la coque sans nécessiter toutefois une diminution de vitesse des machines alternatives.

Mais, sur tout un voyage où le temps est variable, il n'est guère possible

de présumer si la turbine ne serait pas égale ou supérieure aux machines ordinaires. Les navires express munis de turbines seront probablement supérieurs à ceux munis de machines alternatives, dans toutes les conditions de mer et de vent, comme l'ont prouvé les paquebots des détroits qui sont leurs prototypes plus petits.

Le tangage n'augmente pas considérablement la résistance à la marche des navires de ce type, mais les propulseurs des machines alternatives sont beaucoup plus enclins à s'emballer.

Les bâtiments de guerre autres que les destroyers (déjà examinés ci-dessus) suivent naturellement les mêmes principes.

L'expérience a montré que de petits croiseurs et des bâtiments du type de petits *Scouts*. munis de turbines, soutiennent très favorablement la comparaison avec leurs jumeaux munis de machines alternatives. Un petit croiseur de 104^{m} de long a marché 24 heures aux essais à 20 nœuds en haute mer, avec un vent d'une force de 7. Cette vitesse ne pourrait être maintenue qu'avec grande difficulté et un certain danger pour la machine par un bâtiment semblable muni de machines alternatives.

Il n'y a jusqu'à ce jour qu'un seul cuirassé à turbines, le *Dreadnought*. Les rapports qui ont été faits indiquent qu'il n'y a pas eu de difficultés ni de perte de vitesse anormale par grosse mer.

Consommation de charbon. — Cette note s'adresse plus particulièrement à des personnes qui n'ont pas encore eu l'expérience pratique de l'emploi des turbines pour la propulsion des navires, aussi croyons-nous bon d'attirer l'attention sur un ou deux points particuliers de pratique, se rapportant à la consommation de charbon.

Les armateurs comme les marines de guerre réclament nécessairement des chiffres comparatifs.

A n'examiner que les résultats des essais, il apparaîtrait que la turbine n'est pas toujours, sur tous les navires et à toutes les vitesses, plus économique que les meilleures machines alternatives.

L'usage des turbines et les comparaisons des **consommations en service** qui ont été faites avec celles de machines alternatives ont démontré qu'il n'est pas possible de baser des comparaisons sur les résultats des essais seulement. Nous pensons que l'on peut considérer comme prouvé, sans citer tout au long les nombreuses et soigneuses expériences qui ont eu lieu, que la consommation de vapeur des turbines Parsons est restée constante depuis leur entrée en service.

Nous avons entendu dire que, dans les bâtiments à grande vitesse où les machines alternatives sont très bien entretenues, le jeu des surfaces frottantes et les autres causes qui contribueraient à augmenter la consommation de vapeur sont supprimés avec la plus grande attention après chaque voyage, lorsque le bâtiment est rentré au port. Sans aucun doute, c'est là un argu-

ment important, mais par contre cet entretien est nécessairement d'un prix élevé. Les bâtiments ordinaires sont la plupart du temps utilisés jusqu'à ce que les machines exigent une revision importante, au moment où les dépenses en charbon ou les décroissances de vitesse tombent au-dessous des conditions d'exploitation commerciales. Les économies réalisées aux essais par la machine alternative comparée aux turbines disparaissent ainsi au cours du service régulier.

Les partisans des machines alternatives font une autre objection aux turbines appliquées à la marine de guerre. Ils disent qu'au moins dans certaines marines, la machine alternative n'a pas un service assez chargé pour que son usure puisse influencer sérieusement son efficacité.

Il n'y a pas de doute, pourtant, que les machines de guerre sont légères en proportion de la puissance qu'elles développent, aussi sont-elles plus sensibles à l'usure, et les exigences d'entraînement militaire des marines modernes relativement à l'efficacité obligent cette classe de bâtiments d'être plus souvent à la mer que cela n'avait lieu antérieurement.

Par rapport à la puissance, le personnel des machines de guerre est moins nombreux que celui de la marine marchande, et les navires de guerre ne rentrent pas à leur port d'attache avec la même régularité que les paquebots.

On a publié dernièrement des résultats qui permettent de comparer l'exploitation en service régulier des turbines et des machines alternatives sur des navires jumeaux. Voici la reproduction de ces chiffres :

TABLEAU III. — *Comparaison des consommations de turbines et de machines alternatives de deux destroyers jumeaux.*

Vitesse en nœuds.	Destroyer à turbines, consommation de charbon par heure.	Destroyer jumeau à machines alternatives, consommation de charbon par heure.
	t	t
7	»	0,333
8	0,38	»
9	»	0,470
10	0,545	»
12	0,680	0,670
15	1,000	1,000
17	1,500	1,500
18	2,100	»
21	4,000	3,850
24	»	7,500

TABLEAU IV. — *Comparaison de deux croiseurs jumeaux.*

	1re comparaison.		2e comparaison.	
	Turbinier.	Croiseur à machines alternatives.	Turbinier.	Croiseur à machines alternatives.
Durée de l'essai (heures)	92h	92h	132h	132h
Distance parcourue (milles)	1380n	1380n	2090n	2090n
Charbon consommé (tonnes)	245t	297t	366t	416t
Vitesse approximative moyenne (nœuds)	15n	15n	15n,8	15n,8
Excédent de consommation des machines alternatives	52t		50t	
Excédent de consommation des machines alternatives en pour 100	21 pour 100		13,7 pour 100	

Le croiseur à turbines a été en service pendant deux ans et celui à machines alternatives pendant deux ans trois quarts. Le destroyer à turbines pendant deux ans et demi et celui à machines alternatives pendant trois ans.

En outre, la plupart de ces essais ont eu lieu à une puissance inférieure à la puissance maxima, ce qui est évidemment défavorable à la turbine. Une comparaison entre des résultats à toute vitesse aurait donné des conclusions encore plus frappantes.

On a proposé d'augmenter l'économie des machines marines en leur appliquant **la surchauffe.** Il ne faut pas perdre de vue que les premières applications de la surchauffe aux navires datent d'un demi-siècle et, quoique les surchauffeurs soient employés en grande quantité sur terre, fort peu sont en usage sur mer, parce que, en marine, l'entretien des surchauffeurs et des machines est beaucoup plus difficile.

La nécessité d'une consommation réduite à l'allure de croisière des navires de guerre a, à une époque, été considérée comme excluant l'emploi des turbines pour ces navires. L'expérience a démontré que la consommation des turbines à ces vitesses était plus favorable qu'on ne l'avait supposé et, d'ailleurs, la tendance de la tactique est d'adopter des vitesses de croisière supérieures à celles employées précédemment.

A une certaine époque, les **combinaisons mixtes** de machines alternatives et de turbines ont été en faveur pour les navires de guerre à grande vitesse, la machine alternative étant destinée à la production de la majeure partie de la force à vitesse réduite. On ne peut trop insister particulièrement sur la remarque que le vrai rôle du système mixte est son emploi pour des installations où la vitesse maxima prévue tombe au-dessous de celle qui est convenable pour l'usage des turbines seules. Les machines alternatives travaillent alors à la pression qui leur est la plus favorable et les turbines

utilisent la basse pression que la machine alternative ne peut employer économiquement.

Une semblable combinaison des machines alternatives et des turbines a été recommandée, depuis longtemps déjà, pour les navires dont la vitesse normale est inférieure à environ 15 nœuds. Cette catégorie de bâtiments comprend à peu près les deux tiers de la marine marchande, et l'économie de charbon qui serait réalisée par cette combinaison est évaluée de 10 à 20 pour 100 de la consommation des meilleures machines à quadruple expansion, suivant le type de navires que l'on emploierait.

Pour un transatlantique d'un type intermédiaire, filant environ 15 nœuds, l'économie de charbon est estimée devoir être de 12 pour 100. Le prix d'installation serait à peu près le même que pour une machine à quadruple expansion et il y aurait une économie de poids sur la machinerie.

L'application des turbines à la marine a eu aussi pour résultat de donner un grand développement à l'invention de systèmes ingénieux, permettant de contrôler la puissance transmise par les arbres. Cet intéressant sujet a été traité en détail dans différentes communications à notre Institut et, quoique des perfectionnements de détail soient encore probables, le mécanicien possède aujourd'hui des instruments au moins aussi précis que l'indicateur des machines alternatives.

Poids des installations. — La comparaison des poids des turbines et des machines alternatives a souvent été mise en question. Les lois qui gouvernent les variations de poids des installations des deux types sont quelque peu différentes.

On peut dire que le facteur qui limite les machines alternatives est la vitesse du piston. Pour les turbines, c'est la surface minima des hélices et la vitesse du navire qui imposent comme conséquence un nombre maximum de révolutions.

Ces facteurs limites opèrent en pratique très différemment, parce que, sur les machines alternatives, il n'y a rien à gagner comme efficacité en approchant de trop près de la limite de la vitesse du piston, l'économie de poids étant hors de question. Dans le cas des turbines, au contraire, non seulement le poids diminue, mais l'efficacité augmente aussi en approchant des limites maxima du nombre des révolutions ou de la vitesse périphérique.

Dans une machine alternative, lorsqu'on diminue la vitesse du piston, on augmente la durée de la machine. Dans le cas des turbines, la perfection de la machine et son efficacité croissent avec le nombre des révolutions qui permettent d'utiliser des machines de dimensions moindres.

On constate que, pour une puissance, une vitesse et une efficacité données, il y a peu de variation de poids des turbines, quelle que soit leur application, marine de guerre ou de commerce.

D'autre part, les machines alternatives varieront considérablement selon

qu'elles seront destinées à un croiseur ou à un paquebot transatlantique de même puissance et de même vitesse. Les machines du navire de commerce pèseront 50 pour 100 de plus que celles du navire de guerre. Au contraire, si l'on compare les turbines destinées à ces deux bâtiments, on trouve que les turbines qui doivent développer la puissance maxima auront à peu près le même poids. Cependant, comme le navire de guerre nécessitera généralement l'usage de turbines spéciales pour les vitesses de croisière, le poids total d'une installation à turbines sera plus fort sur le navire de guerre que sur le navire de commerce, ce qui est le contraire de ce qui se passe avec les machines alternatives.

Cette comparaison ne fait pas entrer en ligne de compte les condenseurs, tuyauteries et machines auxiliaires qui, habituellement, sont plus lourds sur les navires de commerce.

La puissance des machines alternatives varie à peu près comme leur poids (deux tiers) pour des machines similaires ayant la même vitesse de position. Avec les turbines, le poids varie considérablement avec les différentes vitesses. Les turbines sont relativement plus lourdes pour les bâtiments à faible vitesse que pour les bâtiments à grande vitesse.

On a constaté que le poids et le prix des installations à turbines commencent à être supérieurs à ceux des machines alternatives, à partir du moment où la consommation de vapeur des turbines commence à être trop élevée pour permettre l'application pratique de ces moteurs à la navigation, c'est-à-dire lorsque les conditions de propulsion et de vitesse commencent à interdire l'usage de la turbine.

Nous pouvons dire que, jusqu'à présent, dans les applications à la marine marchande, les turbines ont toujours été faites plus légères que les machines alternatives. Dans quelques cas on a économisé de cette façon 30 pour 100 du poids. D'autre fois, les poids ont été à peu près égaux.

Sur les cuirassés et les croiseurs, les poids des turbines sont à peu près égaux ou inférieurs à ceux des machines alternatives. C'est seulement dans les applications aux destroyers et aux torpilleurs que la machine alternative est plus légère que la turbine, avec cette différence que la machine alternative est si frêle qu'elle n'a qu'une endurance très limitée dans la marche à grande vitesse et doit être conduite alors avec la plus grande attention. Par contre, il est juste d'affirmer que la turbine d'un torpilleur ne demande aucun soin spécial et est tout aussi capable de marcher d'une façon continue à la grande vitesse que celle d'un grand bâtiment.

Il a été dit plus haut que le poids des turbines ne varie pas beaucoup. Toutefois, ces poids dépendent beaucoup des pressions de régime adoptées pour les chaudières et de celles auxquelles les turbines sont essayées.

Les **pressions de régime** adoptées ces dernières années pour les machines

alternatives sont généralement plus élevées que celles qui sont nécessaires pour les turbines en vue d'obtenir les résultats les meilleurs et les plus économiques.

Mais nous tenons à insister ici sur l'influence des **pressions d'essai** sur les poids des turbines. 40 à 45 pour 100 en moyenne du poids des turbines est directement affecté par la pression d'essai, et, comme les poids varient en raison directe des pressions d'essai pour des matériaux d'égale résistance, ceci montre combien le poids total des turbines est largement influencé par la pression adoptée pour leurs essais.

Lorsque l'on choisit la pression d'essai, il faut tenir compte de son effet dans les turbines au lieu d'appliquer simplement les règles adoptées pour les machines alternatives où l'on a à tenir compte des pressions inconnues et considérables auxquelles ces machines sont soumises par les chocs des rentrées d'eau dans les cylindres.

Avec une turbine, aucune partie du système ne peut subir à aucun moment une pression supérieure à celle des chaudières. La turbine constitue en fait une succession de tuyaux ouverts, de sections croissant graduellement, en communication directe avec le condenseur qui lui-même communique avec l'atmosphère par les valves de la pompe à air.

Lorsque l'on tient compte de la chute de pression qui se produit dans tout le système et même avant que la vapeur n'ait pénétré dans les turbines à haute pression, on constate qu'il est suffisant d'essayer les turbines à des pressions ne dépassant que très modérément celles auxquelles chacune d'elles doit travailler. Des essais à des pressions excessives ne sont pas désirables et peuvent avoir l'inconvénient de déformer le métal d'une façon permanente irrémédiable, puisque ces essais sont faits après que la machine est terminée.

Les **condenseurs** sont un facteur très important d'une installation à turbines, à cause de la grande détente que donnent ces moteurs par rapport aux machines alternatives. Un bon vide est beaucoup plus essentiel pour les premières; mais, en marine, l'établissement des appareils de condensation doit tenir compte des emplacements et poids disponibles.

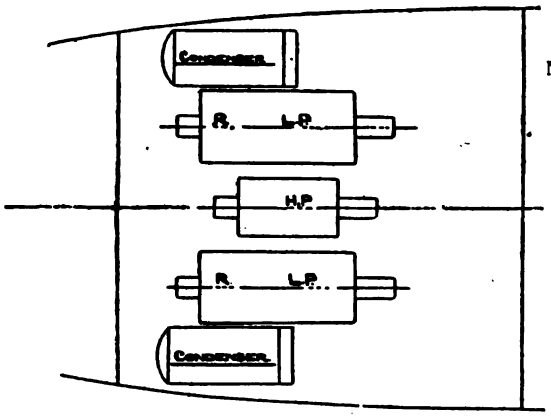
En tous les cas, il est désirable que les condenseurs, les pompes de circulation et les pompes à air puissent maintenir un vide aussi élevé que possible.

Un appareil d'augmentation du vide est maintenant en application sur plusieurs installations de turbines de terre et de mer. Il donne de très bons résultats; il a permis de réaliser d'une façon permanente un vide supérieur, approchant de très près les limites imposées par la température de l'eau froide.

Chambre des machines.— La place limitée qui est réservée à cette communication nous interdit d'aborder la question de la disposition des turbines à bord des navires. Les diagrammes de la figure 3 à la figure 13 montrent plusieurs des arrangements qui ont été construits ou proposés pour des navires à turbines Parsons.

Pour tous les navires de commerce, excepté pour les très grands, la combinaison à trois arbres avec une machine haute pression et deux de basse pression paraît être la plus avantageuse. C'est celle du premier navire, le *Kind-Edward* (*fig.* 3).

Fig. 3.

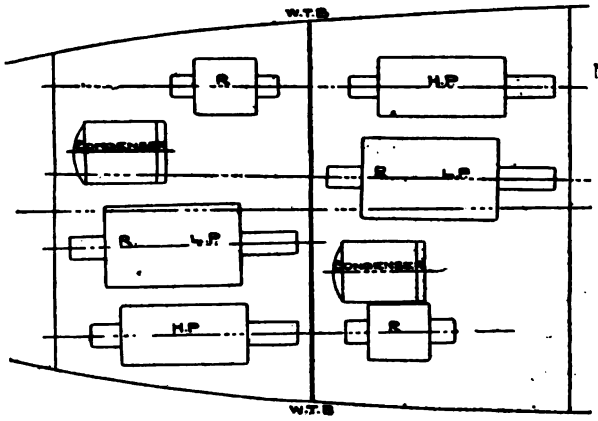


Navire de commerce.
Arrangement type :
3 arbres, 2 arrière,
1 compartiment.

Les plus gros navires nécessitent l'usage de 4 arbres pour que les turbines restent dans des dimensions raisonnables ou pour que la chambre des machines soit convenablement divisée par des cloisons.

Certaines combinaisons de cloisons sont ainsi possibles et leur position est une question concernant plutôt le constructeur de la coque que le mécanicien. Toutes choses égales d'ailleurs, on a constaté que l'arrangement le meilleur est celui qui conserve le plus haut degré de stabilité dans le cas où

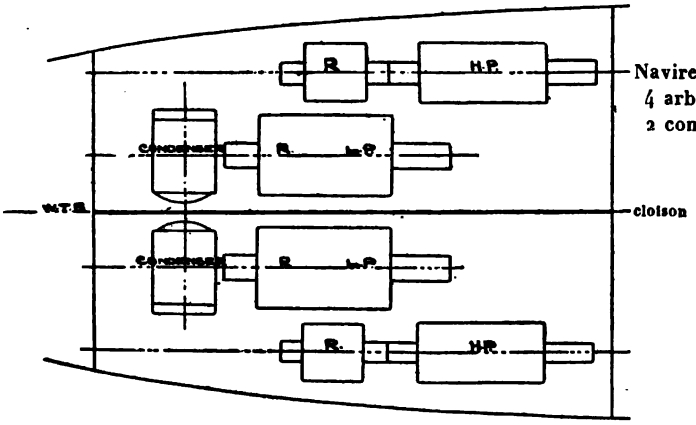
Fig. 4.



Navire de commerce.
4 arbres, 4 arrière,
2 compartiments.

un compartiment est envahi par la mer et aussi l'arrangement qui diminue le mieux la pénétration des cloisons par les grandes tuyauteries (les figures 4, 5 et 6 montrent un arrangement à 4 arbres pour les grands navires de commerce).

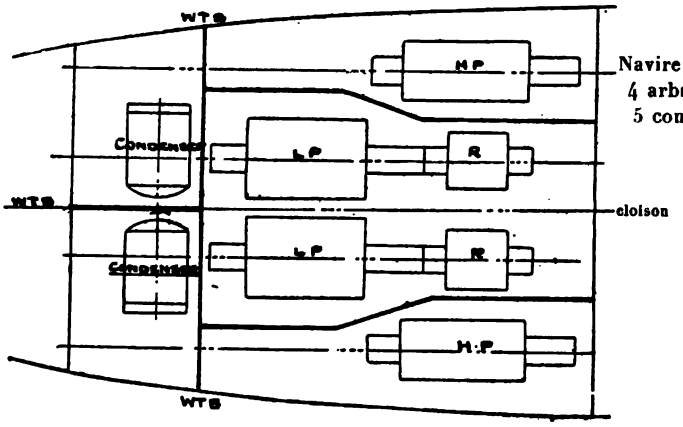
Fig. 5.



Navire de commerce.
4 arbres, 4 arrière,
2 compartiments.

cloison

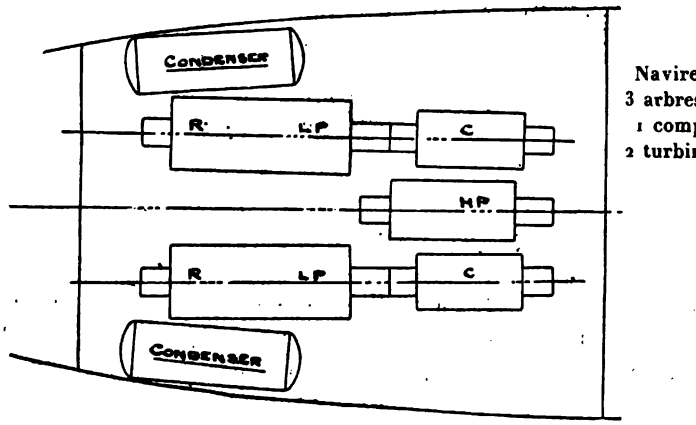
Fig. 6.



Navire de commerce.
4 arbres, 2 arrière,
5 compartiments.

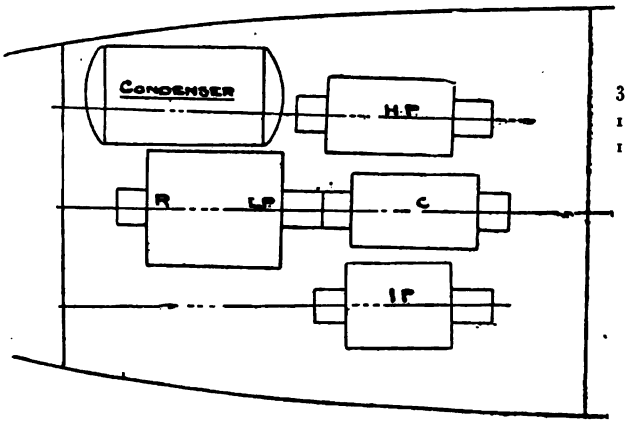
cloison

Fig. 7.



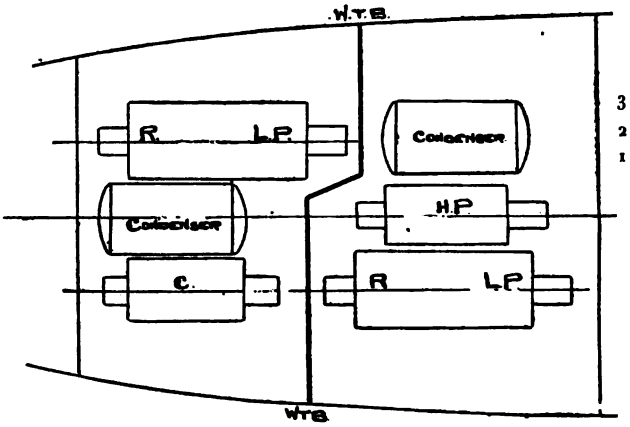
Navire de guerre.
3 arbres, 2 arrière,
1 compartiment.
2 turbines croisière.

Fig. 8.



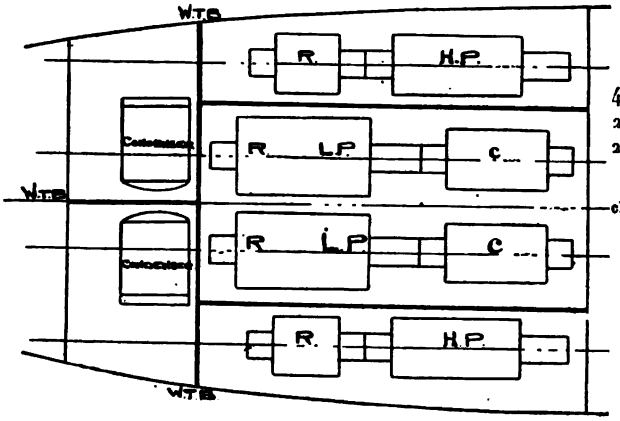
Torpilleur.
3 arbres, 1 arrière.
1 compartiment.
1 turbine croisière.

Fig. 9.



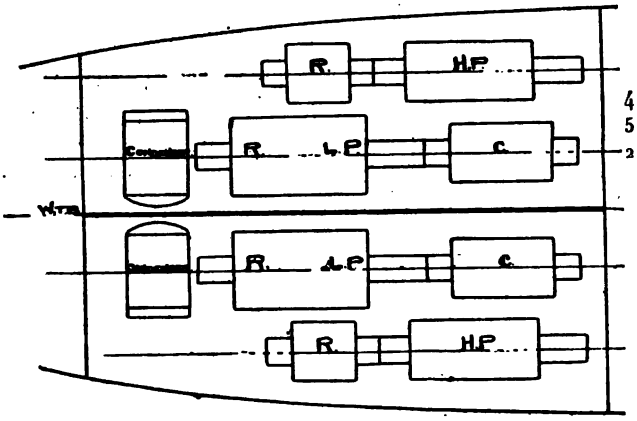
Navire de guerre.
3 arbres, 2 arrière.
2 compartiments.
1 turbine croisière.

Fig. 10.



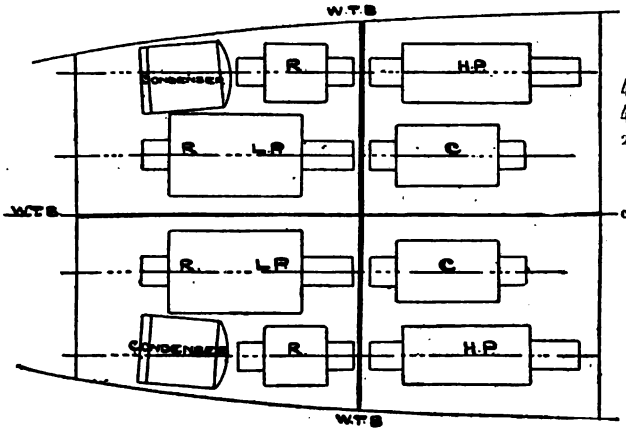
Navire de guerre.
4 arbres, tous arrière.
2 compartiments.
2 turbines croisière.

Fig. 11.



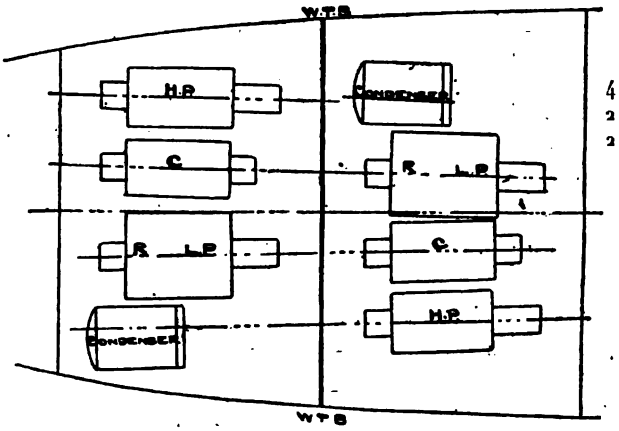
Navire de guerre.
4 arbres, tous arrière.
5 compartiments.
2 turbines croisière.

Fig. 12.



Navire de guerre.
4 arbres, tous renversés.
4 compartiments.
2 turbines croisière.

Fig. 13.



Navire de guerre.
4 arbres, 2 renversés.
2 compartiments.
2 turbines croisière.

Pour les navires de guerre, les conditions sont encore plus diverses. En Angleterre, une seule chambre des machines est en faveur pour les torpilleurs et les destroyers de toutes classes. La subdivision est employée seulement pour les types de navires plus grands; mais d'autres pays ont réclamé cette subdivision pour des destroyers de dimensions moindres. Naturellement, dans des bâtiments aussi petits, une cloison longitudinale serait un inconvénient et même un danger au point de vue de la stabilité; mais, même avec l'arrangement à trois arbres, on a trouvé le moyen d'installer une cloison transversale (*fig.* 9).

Les grands navires de guerre ont différentes combinaisons de cloisons qui paraissent dériver principalement des installations préalablement en pratique sur des bâtiments à machines alternatives.

Toute nouvelle cloison entraîne des avantages et des inconvénients, mais une sécurité plus grande, mettant à l'abri du dommage causé par une collision ou par l'attaque de torpilleurs, avantage peut-être payé trop cher par les complications nouvelles, les difficultés de surveillance, de réparations et de visite des machines et l'augmentation de personnel qui sont la conséquence de nombreux compartiments.

Ce sont là des questions qui doivent être examinées dès le début du dessin d'un navire de guerre et auxquelles il est nécessaire que le dessinateur du navire et celui de la machinerie collaborent dans une entente aussi complète que possible.

QUESTIONS

DE

RIGIDITÉ ET SOLIDITÉ DES NAVIRES,

PAR M. G. SIMONOT,
Ingénieur principal de la Marine.

Une tendance à l'emploi d'aciers de plus en plus résistants à la traction, dans la construction des coques et machines des navires, s'est manifestée depuis un certain nombre d'années.

Pour ne citer que quelques exemples, c'est ainsi que pour le dernier grand paquebot de 19000^{tx}, *La Provence,* livré en 1906 par la Compagnie Générale Transatlantique, le *Génie civil* des 7 avril et 14 avril 1906 donne l'indication :

1° Que pour la coque les fonds sont en acier de 44^{kg} à 50^{kg} de résistance R à la traction par millimètre carré et les hauts en acier ayant R = 55^{kg} à 62^{kg} et qu'on a pu ainsi diminuer les échantillons et obtenir un gain de poids de 250^{tx};

2° Que les lignes d'arbres sont en aciers au ickel, trempés et recuits (vraisemblablement des aciers à 60^{kg}) [1].

D'autre part dans le journal le *Yacht,* numéro du 20 avril 1907, il est indiqué également que, sur les nouveaux transatlantiques géants de 26900^{tx} le *Lusitania* et le *Mauretania,* le bordé des œuvres mortes des hauts, le pont supérieur et une partie du pont des gaillards sont en acier à haute résistance de R = 57^{kg} et qu'on a pu ainsi réduire d'environ 10 pour 100 les épaisseurs d'acier doux qui auraient été employées en réalisant une économie de poids et un meilleur rivetage, mais en faisant passer l'effort de traction statique sur les matériaux de 15^{kg},75 par millimètre carré à 16^{kg},700.

[1] La Compagnie Générale Transatlantique avait déjà employé des aciers à haute résistance sur la *Lorraine* et la *Savoie.*

A. Coques. — Ainsi que le faisait remarquer M. Normand dans son Étude *Sur la solidité des navires très rapides,* insérée dans le *Bulletin de l'Association* de 1902, l'introduction des aciers à haute résistance dans la construction des coques est susceptible d'augmenter la solidité dans une proportion peut-être plus grande qu'on ne le suppose, la résistance au choc transversal d'un solide quelconque étant proportionnelle au carré des résistances spécifiques d'élasticité et de rupture de la matière dont il est formé.

Quoi qu'il en soit, il semble que sur les bâtiments précités on ait surtout eu en vue de réaliser des réductions de poids mort permettant d'accroître le poids utile exploitable. Est-il bien logique, pour réaliser ces résultats, de diminuer les échantillons des parties du bâtiment qui subissent le plus les effets de flexion du bâtiment et d'augmenter leur fatigue absolue? Pour notre part nous ne partageons pas complètement cette manière de voir et en voici quelques raisons :

1° Il ne faut pas perdre de vue que le module d'élasticité (rapport de la charge à la traction à l'allongement du métal) des aciers au carbone actuellement employés est sensiblement le même, que les aciers soient à 40^{kg} ou à 60^{kg}.

Dans ces conditions, toutes choses égales d'ailleurs, à toute augmentation du coefficient de fatigue des ponts supérieurs formant les fibres les plus chargées du navire supposé travaillant à la flexion, correspond un allongement plus grand.

Conséquences : augmentation de la flèche du bâtiment et des amplitudes des mouvements vibratoires.

2° Une réduction de poids pourrait certainement être obtenue par la réduction des échantillons des parties intérieures du bâtiment, des cloisons par exemple, qui pourraient sans inconvénients être faites en acier plus dur. Les cloisons étant en général composées de portions planes, on ne rencontrera aucune difficulté de travail du métal, et l'on n'aura aucune chance de conserver les tensions et l'écrouissage variable qui subsisteront dans des tôles un peu façonnées, conditions mauvaises pour une résistance à des efforts alternatifs.

En résumé, tout en étant partisan de l'emploi de l'acier à 60^{kg} pour les tôles de pont et de bordé des hauts peu façonnées, nous ne rechercherions pas dans cet emploi une réduction sensible du poids de coque, mais surtout une augmentation de coefficient de sécurité.

Nous rechercherions au contraire une réduction de poids dans la construction intérieure proprement dite, soit par l'emploi d'aciers plus durs avec réduction simultanée des échantillons dans les cloisonnements, soit par une diminution de certains accessoires de coque très pesants.

Il serait d'ailleurs intéressant, et nous pensons que quelques membres du Congrès apporteront des renseignements sur ce point, de connaître les constatations pratiques faites en service après emploi d'acier dur dans les hauts

des bâtiments non seulement comme solidité, mais aussi comme rigidité des assemblages.

B. Machines. — **1.** La question d'emploi d'aciers de duretés croissantes pour les lignes d'arbres est loin d'être nette.

Certaines applications de ce genre n'ont même pas été heureuses; dans certains cas cela a pu tenir, pour nous, à ce fait que l'on avait demandé des pièces comportant le traitement de trempe et que ces pièces, tout en étant de très gros diamètre, étaient forées à un diamètre insuffisant.

Non seulement la régénération du métal était défectueuse, mais encore il y a de fortes chances, surtout pour les arbres à manivelles et les pièces de forme compliquée, pour qu'il y ait eu, sinon des déchirures ou traces de retassures internes dissimulées, tout au moins des tensions internes dangereuses pour des pièces soumises à des efforts alternatifs et à des chocs.

Il semble cependant qu'à l'étranger et en particulier en Allemagne les aciers durs pour lignes d'arbres soient assez employés.

A l'exposition de Dusseldorf, nous avons noté de plus dans quelques usines et pour quelques bâtiments la différence de qualité du métal aux différentes parties de la ligne d'arbres, la dureté décroissant depuis l'arbre à manivelles jusqu'à l'arbre porte-hélices : acier à 60^{kg} par exemple dans le premier cas et acier de 45^{kg} à 60^{kg} dans le second cas.

Nous ne connaissons pas la raison exacte de ce fait et il serait désirable que quelque membre du Congrès fournisse quelque explication à ce sujet, en donnant les résultats pratiques obtenus en service.

Pour notre part nous sommes tout à fait partisan d'une augmentation de dureté du métal des lignes d'arbres, mais sans réduction sensible de diamètre, dans les conditions et avec les restrictions suivantes :

1° Pour les arbres à manivelles qui sont de formes compliquées l'emploi de coudes d'assemblage (c'est-à-dire soie et bras en pièces séparées), que nous préconisions en 1898 (*Bulletin de l'Association*) et qui nous avait attiré quelques critiques au point de vue de la solidité, a fait ses preuves. On peut dire qu'actuellement son usage est très général sur les gros bâtiments de commerce; cette disposition présente d'ailleurs l'avantage rare de réaliser des pièces à la fois plus économiques et meilleures à l'emploi.

Dans le cas où les dispositions d'installation (encombrement par exemple) ne permettraient pas de réaliser complètement cette disposition d'assemblages, il nous paraîtrait préférable de rechercher et d'employer un type d'acier dur dont le meilleur traitement calorifique ne comporte pas de trempe, traitement qui présente toujours un certain aléa pour des pièces de formes compliquées.

Or, en pièces de cette nature, il faut supprimer les aléas à tout prix, car les conséquences d'une rupture sont trop importantes.

2° Pour ce qui est des arbres droits, il nous paraît y avoir grand avantage

à employer des aciers plus durs ayant une limite élastique plus élevée et offrant ainsi une sécurité plus grande à égalité de fatigue. Que l'on ne vienne pas nous objecter qu'il est difficile d'obtenir des pièces saines et homogènes de grosses dimensions en métal dur. L'exemple des canons est là, depuis de longues années, pour montrer que l'on peut obtenir de grosses pièces en acier dur non fragiles, auxquelles on peut appliquer sans crainte les traitements de trempe et recuit, si tel est le meilleur traitement calorifique du métal.

Mais, ici encore, bien entendu, il faut largement forer les pièces, toute question de gain de poids mise de côté, d'une part pour enlever les parties liquatées ou retassées du centre et d'autre part pour permettre au traitement calorifique de bien régénérer le métal.

La question du diamètre à adopter est très délicate. De nombreuses ruptures s'étant produites, on a été conduit parfois à augmenter progressivement le diamètre des arbres et tout particulièrement des arbres d'hélices (*voir* la suite des règlements du Lloyd en particulier).

Cela paraîtrait absolument logique si les arbres porte-hélices n'avaient à supporter que les fatigues de flambement et de flexion due à la poussée longitudinale excentrée de l'hélice et celle de torsion due à la transmission du couple moteur.

Dans une importante Étude, M. l'ingénieur en chef Lelong a appelé l'attention sur l'importance de l'irrégularité du mouvement de rotation de la ligne d'arbres et sur l'augmentation de fatigue qui en résultait en particulier pour les arbres.

De plus, avec les bâtiments de commerce surtout, il faut compter avec les déjaugeages qui ont pour effet de produire des variations brusques de résistance de l'hélice, ce qui se traduit par une variation plus ou moins forte des efforts sur les arbres.

Mais il est un point important, à notre avis, qu'il ne faut pas perdre de vue, à savoir la fatigue qui résulte pour les arbres du fait qu'ils doivent suivre les mouvements de flexion du bâtiment, mouvements qui peuvent être très sensibles à l'extrême-arrière, au moins sur certains bâtiments.

Si f est l'amplitude du mouvement vertical d'un arbre due à cette cause, la fatigue de flexion en R qu'il subit est de la forme $R = \alpha f DE$ avec :

E, le module d'élasticité du métal de l'arbre (sensiblement constant pour les aciers actuellement employés pour les pièces de machines);

α, un coefficient qui ne dépend que des caractéristiques de construction de la coque et nullement des dimensions de l'arbre;

D, diamètre extérieur de l'arbre.

Cette formule montre que, si l'on augmente le diamètre de l'arbre, on accroît proportionnellement la fatigue due aux mouvements transversaux communiqués par la coque. Cette fatigue est d'autant plus dangereuse qu'elle consiste en une flexion alternative (nous supposons que dans le montage

initial de la ligne d'arbres à bord on a tenu compte de la flexion statique permanente du bâtiment).

Il y a là un point sur lequel nous appelons spécialement l'attention pour bien montrer qu'il n'y a pas forcément gain dans l'ensemble lorsqu'on augmente le diamètre des arbres porte-hélices pour diminuer les chances de rupture.

Pour notre part, nous considérons que, toutes questions d'installation égales d'ailleurs, il vaut mieux, pour la raison ci-dessus, ne pas augmenter les dimensions, mais employer des aciers plus résistants.

Puisque nous en sommes à la question des ruptures d'arbres porte-hélices, nous appelons également l'attention sur un point qui a son intérêt :

On est quelquefois conduit au remplacement d'arbres à la suite d'amorces de rupture rencontrées aux logements des clavettes de liaison des manchons d'assemblage des arbres ou des moyeux d'hélices; ce qui peut être dû, soit à un défaut d'exécution d'ajustage de l'assemblage qui nécessite un soin tout spécial pour que le portage général se fasse bien, soit à la diminution locale de résistance de l'arbre à la position des clavetages longitudinaux dans les manchons d'assemblage. On peut éviter, et l'on a évité, cette dernière condition pour les manchons d'assemblage en renforçant l'arbre à la position des clavettes longitudinales. Dans le même ordre d'idées, il nous semblerait possible et avantageux, dans beaucoup de cas, de supprimer les moyeux d'hélices en venant simplement tenir les ailes d'hélices par boulons prisonniers sur un renflement venu de forge avec l'arbre porte-hélice. Les ailes viendraient se glisser à l'avant dans une partie conique assurant le serrage sur l'arbre et une frette serait mise à l'arrière dans les conditions usuelles. Il ne peut y avoir aucune difficulté sérieuse à l'exécution de cette disposition.

La conséquence serait que le support-arrière d'hélice devrait être à chapeau pour permettre le démontage des arbres dans beaucoup de formes actuelles pour les grands bâtiments; mais ce dernier dispositif de support n'est pas une innovation et existe sur quelques grands bâtiments de guerre.

CHALUTIERS A VAPEUR.

FORMULE SERVANT A DÉTERMINER LEURS DIMENSIONS,

PAR M. A. VAN DER CRUYCE,
Inspecteur du Lloyd's Register.

Les chalutiers à vapeur sont des navires de formes spéciales, destinés à un usage spécial : *la pêche.*

La question de portée en lourd, question prépondérante lorsqu'il s'agit d'un cargo-boat à vapeur ordinaire, devient si relative lorsqu'il s'agit d'un chalutier, qu'on n'en tient nullement compte, et c'est ce qui explique pourquoi l'usage a voulu, qu'au point de vue commercial, si l'on désigne avant tout un cargo-boat à vapeur ordinaire par sa portée en lourd sous un tirant d'eau déterminé, on désigne simplement un chalutier par ses dimensions.

A l'origine, comme il est facile de le comprendre, on a dû se livrer à des essais incertains, ensuite mieux assurés et qui semblent avoir abouti à faire admettre qu'il existait surtout une certaine corrélation entre la longueur du navire et son volume principal, corrélation qu'on semble s'être efforcé d'observer en faisant varier les coefficients d'acuité de formes suivant les proportions du bau et du creux sur quille par rapport à la longueur du navire.

Au fur et à mesure que l'industrie de la pêche a pris de l'extension on a dû recourir à des chalutiers possédant un plus grand rayon d'action, par conséquent à des chalutiers plus grands, et chaque fois on s'est heurté à de nouveaux tâtonnements, à de nouvelles hésitations, mais d'une façon à peu près générale on semble s'être simplement borné à augmenter la longueur des navires et à élever le coefficient d'acuité de formes.

Aujourd'hui que l'industrie de la pêche prend de jour en jour une extension vraiment vertigineuse et qu'on est obligé de construire des chalutiers ayant des dimensions qui n'ont jamais été atteintes, on se retrouve en

présence des mêmes tâtonnements, des mêmes hésitations; mais, d'une façon à peu près générale, on semble simplement se borner encore à augmenter la longueur des navires et à élever le coefficient d'acuité de formes, et c'est ainsi que les caractéristiques (longueur, creux sur quille et coefficient d'acuité de formes) des quelques grands chalutiers récemment construits, tendent à se confondre avec les caractéristiques des cargo-boats à vapeur type, de même longueur.

Or, si l'expérience semble avoir confirmé qu'il existe pour les chalutiers une certaine corrélation entre la longueur et le volume principal, j'ai cru reconnaître, par une observation attentive, que, parmi les chalutiers donnant un maximum de rendement, il existe aussi une corrélation encore plus étroite entre la longueur, le bau et le creux sur quille et, qu'avec certains coefficients d'acuité de formes, variant dans de faibles limites, cette corrélation pouvait être définie par une formule générale, permettant aux chalutiers de conserver, quelle que soit leur longueur, du moins jusqu'à 150 pieds anglais ($45^m,72$), limite qui pratiquement ne semble pas devoir être dépassée, leurs véritables caractéristiques.

Cette formule est la suivante :

Pour les dimensions en mètres : $\frac{b+c}{l} = \frac{c}{2b} = 0,00164\,(216 - l)$,

Pour les dimensions en pieds anglais : $\frac{b+c}{l} = \frac{c}{2b} = 0,0005\,(708 - l)$

où

l, longueur du navire, mesurée à la ligne de flottaison en charge, depuis la face extérieure de l'étrave jusqu'à la face extérieure de l'étambot du gouvernail;
b, largeur extrême du navire hors bordé;
c, creux sur quille;

avec relevé de varangues variant de $3'6''$ ($1^m,07$) à $5'$ ($1^m,52$) et un coefficient d'acuité de formes variant de 0,60 à 0,64.

Aujourd'hui que l'expérience est venue confirmer cette formule, du moins pour les chalutiers d'une longueur inférieure à 120 pieds anglais ($36^m,58$) et qu'elle ne tardera pas également à le faire pour les longueurs supérieures jusqu'à 150 pieds, grâce à la puissante Société des pêcheries du golfe de Gascogne qui n'a pas hésité à faire construire sur cette formule trois grands chalutiers de 150 pieds, *Baleine, Nord-Caper, Beluga,* de beaucoup les plus grands chalutiers construits à ce jour dans le monde entier, je me fais un devoir de publier cette formule, car, si elle n'est pas absolument rigoureuse, elle a toujours l'avantage de fournir des dimensions qui, étant bonnes en elles-mêmes, *Good in themselves,* pourront par ce seul fait servir d'auxiliaire précieux aux armateurs et aux constructeurs.

N. B. — **Pour plus de commodité, consulter les Tableaux suivants :**

Tableau I. — Dimensions exprimées en mètres. — Longueur, bau et creux sur quille [calculs établis directement d'après la formule $\frac{b+c}{l} = \frac{c}{2b} = 0,00164$ $(216 - l)$]. Volume principal correspondant.

Tableau II. — Dimensions exprimées en pieds anglais. — Longueur, bau et creux sur quille [(calculs établis directement d'après la formule $\frac{b+c}{l} = \frac{c}{2b} = 0,0005$ $(708 - l)$]. Volume principal correspondant.

Tableau I.

Dimensions exprimées en mètres. — Longueur, bau et creux sur quille

(Calculs établis directement d'après la formule $\frac{b+c}{l} = \frac{c}{2b} = 0,00164\,(216 - l)$)

Volume principal correspondant.

Longueur.	Bau.	Creux sur quille.	Volume principal (tonneaux). — Coefficients d'acuité de formes. 0,60	0,62	0,64
m	m	m			
25,91 (85')	4,97	3,10	76,26	78,80	81.34
26	4,99	3,11	77,11	79,68	82,25
26,50	5,07	3,15	80,99	83,69	86,39
27	5,16	3,20	85,46	88,31	91,16
27,50	5,25	3,24	89,78	92,78	95,77
28	5,34	3,29	94,57	97,72	100,87
28,50	5,42	3,33	97,70	100,95	104,21
29	5,51	3,38	104,11	107,58	111,05
29,50	5,59	3,42	108,84	112,47	116,10
30	5,68	3,47	114,27	118,08	121,89
30,50	5,76	3,51	119,30	123,28	127,26
31	5,85	3,55	124,69	128,85	133
31,50	5,93	3,59	130,02	134,35	138,69
32	6,02	3,63	135,70	140,24	144,77
32,50	6,10	3,67	141,35	146,06	150,78
33	6,19	3,71	147,38	152,29	157,20
33,50	6,27	3,75	153,32	158,43	163,54
34	6,35	3,79	159,43	164,74	170,06
34,50	6,43	3,83	165,69	171,21	176,74
35	6,52	3,87	173,35	179,12	184,90
35,50	6,60	3,91	178,97	184,94	190,90
36	6,68	3,94	185,22	191,40	197,57
36,50	6,76	3,98	192,13	198,54	204,94
37	6,84	4,02	199,22	205,86	212,50
37,50	6,92	4,06	206,47	213,35	220,23
38	7	4,09	213,33	220,44	227,55
38,50	7,08	4,12	220,34	227,69	235,03
39	7,16	4,16	228,09	235,70	243,30
39,50	7,24	4,19	235,42	243,26	251,11
40	7,32	4,22	242,89	250,99	259,09
40,50	7,40	4,25	250,52	258,87	267,22
41	7,48	4,29	258,86	267,59	276,22
41,50	7,56	4,32	266,91	275,80	284,71
42	7,63	4,35	274,67	283,82	292,98

TABLEAU I (suite).

Longueur.	Bau.	Creux sur quille.	Volume principal (tonneaux). — Coefficients d'acuité de formes. 0,60	0,62	0,64
m	m	m			
42,50	7,71	4,38	282,93	292,36	301,79
43	7,78	4,41	290,99	300,69	310,39
43,50	7,86	4,44	299,57	309,56	319,54
44	7,93	4,47	307,93	318,20	328,46
44,50	8,01	4,50	318,42	329,03	339,65
45	8,08	4,53	325,51	336,36	347,21
45,50	8,16	4,56	334,74	345,90	357,06
45,72 (150')	8,19	4,57	338,40	349,68	360,96

Tableau II.

Dimensions exprimées en pieds anglais. — Longueur, bau et creux sur quille

(Calculs établis directement d'après la formule $\frac{b+c}{l} = \frac{c}{2b} = 0,0005\,(708 - l)$).

Volume principal correspondant.

Longueur.	Bau.	Creux sur quille.	Volume principal (tonneaux). — Coefficients d'acuité de formes. 0,60	0,62	0,64
85p	16p,31	10p,16	76,19	78,73	81,27
86	16,49	10,25	78,71	81,33	83,95
87	16,66	10,35	81,31	84,02	86,73
88	16,84	10,44	83,99	86,79	89,59
89	17,01	10,53	86,56	89,45	92,33
90	17,19	10,62	89,30	92,27	95,25
91	17,36	10,71	93,24	96,34	99,45
92	17,53	10,80	94,83	97,99	101,15
93	17,70	10,88	97,58	100,83	104,09
94	17,87	10,97	100,48	103,83	107,18
95	18,05	11,06	103,50	106,95	110,40
96	18,22	11,15	106,58	110,14	113,69
97	18,39	11,23	109,49	113,14	116,79
98	18,56	11,32	112,63	116,38	120,13
99	18,73	11,40	115,71	119,56	123,42
100	18,90	11,49	118,96	122,92	126,89
101	19,07	11,57	122,15	126,22	130,29
102	19,24	11,66	125,52	129,70	133,89
103	19,41	11,74	128,83	133,12	137,42
104	19,58	11,82	132,20	136,60	141,01
105	19,75	11,90	135,62	140,14	144,66
106	19,92	11,98	139,11	143,74	148,38
107	20,08	12,06	142,58	147,33	152,08
108	20,25	12,15	146,31	151,19	156,06
109	20,41	12,23	149,90	154,90	159,89
110	20,58	12,31	153,62	158,74	163,86
111	20,74	12,38	157,19	162,43	167,67
112	20,91	12,46	161,03	166,40	171,77
113	21,07	12,54	164,85	170,35	175,84
114	21,24	12,61	168,67	174,29	179,92
115	21,40	12,69	172,61	178,37	184,12
116	21,56	12,76	176,47	182,35	188,23
117	21,73	12,84	180,61	186,63	192,65
118	21,89	12,91	184,58	190,74	196,89

TABLEAU II (suite).

Longueur.	Bau.	Creux sur quille.	Volume principal (tonneaux). — Coefficients d'acuité de formes. 0,60	0,62	0,64
p	p	p			
119	22,05	12,99	188,77	195,06	201,35
120	22,21	13,06	192,85	199,28	205,71
121	22,38	13,13	197,09	203,66	210,23
122	22,54	13,20	201,29	208	214,71
123	22,70	13,27	205,61	212,47	219,32
124	22,86	13,34	209,88	216,87	223,87
125	23,02	13,41	214,26	221,40	228,54
126	23,18	13,48	218,70	225,99	233,28
127	23,34	13,55	223,20	230,64	238,08
128	23,49	13,62	227,67	235,26	242,85
129	23,65	13,69	232,29	240,03	247,78
130	23,81	13,76	236,98	244,88	252,77
131	23,97	13,82	241,53	249,59	257,64
132	24,12	13,89	246,24	254,45	262,65
133	24,28	13,95	250,91	259,28	267,64
134	24,43	14,02	255,74	264,26	272,78
135	24,59	14,08	260,53	269,21	277,89
136	24,74	14,15	265,47	274,32	283,17
137	24,90	14,21	270,38	279,39	288,40
138	25,05	14,28	275,45	284,63	293,81
139	25,21	14,34	280,48	289,82	299,17
140	25,36	14,40	285,45	294,97	304,48
141	25,51	14,46	290,49	300,17	309,85
142	25,66	14,52	295,58	305,43	315,28
143	25,81	14,58	300,73	310,75	320,78
144	25,96	14,64	305,94	316,14	326,33
145	26,11	14,70	311,20	321,58	331,95
146	26,26	14,76	316,53	327,08	337,63
417	26,41	14,82	321,92	332,65	343,38
148	26,56	14,87	327,13	338,03	348,94
149	26,71	14,93	332,63	343,72	354,81
150	26,86	15	338,43	349,71	360,99

LES VIBRATIONS A BORD, LEUR CAUSE,

ET

SIMPLE MOYEN D'Y REMÉDIER.

PAR M. SYLVAIN-ADOLPHE WEHMEYER,
Ingénieur du Génie naval Italien.

PREMIÈRE PARTIE.

EXPOSÉ GÉNÉRAL.

Dix ans se sont écoulés depuis ma première publication sur les causes qui engendrent les vibrations à bord des navires.

Ce fut une publication dans un petit journal de Turin, la *Rivista nautica*, qui s'adresse plutôt aux *sportsmen* qu'aux ingénieurs. Aussi je ne fus pas bien surpris si mon article n'arriva pas aux techniciens, auxquels il était adressé.

Toutefois les idées que j'y avais énoncées n'étaient pas moins vraies alors qu'aujourd'hui, avec cette différence en leur faveur que tous les faits concernant les vibrations dont il s'agit, observés depuis lors sur les navires, sont venus à l'appui de ma thèse.

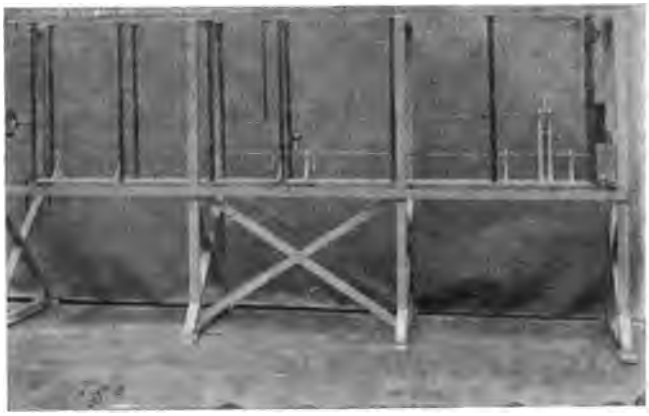
C'est pourquoi je me propose de l'exposer *ex novo* dans ce qui suit, et j'espère que personne ne m'accusera pour cela d'y avoir trop insisté.

Au surplus, dans ce laps de temps, j'ai eu l'occasion de faire construire à Venise, par mes élèves mécaniciens de la Marine royale italienne, un appareil démonstratif, analogue à celui employé jadis par M. l'Ingénieur Otto Schlick dans ses célèbres expériences sur les vibrations des coques, avec des petites différences cependant, dont le but est de prouver l'exactitude du principe qui forme le point de départ de la théorie dont il sera rendu compte dans ce qui va suivre.

(1) Voir sur la *Rivista Nautica* les numéros de janvier à mai 1897 qui contiennent l'article de l'auteur, *Le vibrazioni a bordo dei piroscafi*.

L'appareil se compose (*fig.* 1) d'une planche en bois, à laquelle s'attachent, moyennant des vis, des plaques en fonte, ce qui peut représenter grossièrement la coque d'un navire, avec des poids distribués sur elle avec discontinuité; le tout est soutenu par le moyen de plusieurs ressorts à boudin, dont le bandage représente la poussée de l'eau.

Fig. 1.



Sur la planche s'appuie un modèle d'arbre de couche, qui peut tourner lorsqu'on tourne une manivelle qui agit sur une transmission pourvue de liens flexibles.

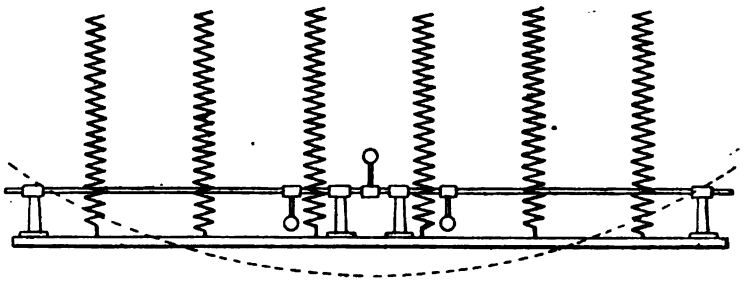
L'arbre de couche a une longueur qui comprend toute la dimension de la planche, de l'un à l'autre bout. Pour qu'il n'augmente pas trop la raideur de la planche en s'opposant à sa flexion, cet arbre porte des joints glissants, et des joints universels, ce qui rend possible la formation de vibrations assez lentes sans qu'il soit nécessaire de faire tourner l'arbre à de grandes vitesses pour les engendrer.

Sur l'arbre de couche, le poids des pistons, tiges, bielles, etc., est représenté par de simples bras, amovibles, en fonte, avec un renflement à l'extrémité libre. Dans ce qui va suivre, je conserverai à ces bras, tournant avec l'arbre, le nom de manivelles, pour la commodité du langage. Ce n'est pas la peine, pour le but de l'expérience, de recourir à de vraies manivelles, avec bielles, tiges, pistons, et articulations relatives, parce que cela rendrait plus compliqué le modèle d'essais, sans le moindre avantage.

D'après cela, supposons de mettre une manivelle sur l'arbre, au milieu de la planche, et de la balancer, aussi exactement que possible, avec deux autres manivelles voisines égales, comprenant entre elles la première, tout en lui étant opposées, de façon à annuler soit les couples, soit les forces d'inertie (*fig.* 2). Si alors on fait tourner l'arbre de couche, et les manivelles avec lui, aucune vibration ne se produit dans la planche.

Éloignons maintenant les deux manivelles égales, qui font équilibre à celle du milieu, et transportons-les aux deux extrémités de la planche, tout en conservant leur orientation opposée à celle de la manivelle centrale, et ayant soin de les fixer sur l'arbre à égale distance de la même manivelle.

Fig. 2.



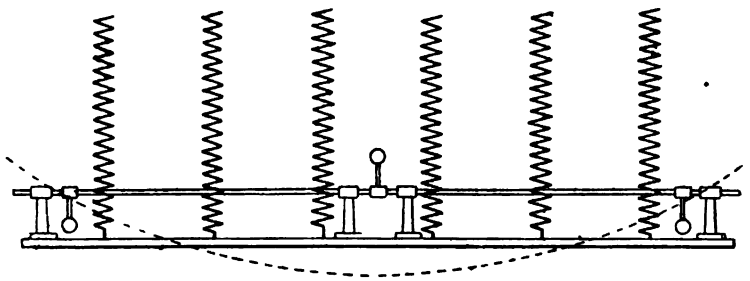
Avec cette nouvelle disposition, l'équilibre des forces et des couples d'inertie n'a pas moins lieu qu'auparavant.

Mais si maintenant on fait tourner les manivelles et l'arbre de couche, en augmentant peu à peu la vitesse jusqu'au synchronisme avec les vibrations qui peuvent être rendues par la planche, ces vibrations se produisent avec une grande intensité.

Elles ne peuvent provenir ni des couples, ni des forces d'inertie libres, puisqu'il n'y en a pas, exactement d'ailleurs comme dans le cas qui précède (*fig.* 2), dans lequel pourtant aucune vibration ne se produit.

La comparaison des dispositions relatives aux figures 2 et 3, dans la der-

Fig. 3.



nière desquelles seulement, et non pas dans la première, il se produit des vibrations tandis qu'il n'y a ni des couples ni des forces d'inertie libres soit dans l'une comme dans l'autre, montre qu'il faut rechercher autre part la cause des vibrations dont il s'agit.

Cette cause existe dans la disposition de la figure 3 et non pas dans celle de la figure 2; elle ne peut donc provenir que de la différence entre ces deux

dispositions, différence qui a son siège dans la différente disposition des forces génératrices, et, par conséquent, dans les parcours différents qu'elles engendrent sur la planche, pour en provoquer les vibrations de flexion.

En d'autres mots c'est le travail des forces d'inertie qui produit les vibrations des navires. Ce travail est engendré par lesdites forces, dont le point d'application sur la coque se déplace pendant le mouvement vibratoire : il est positif lorsque le mouvement vibratoire se produit dans le sens de la force, négatif lorsque force et mouvement vibratoire sont de sens opposés.

Dans le cas de la figure 2 les forces d'inertie de la manivelle centrale sont, dans chaque instant, égales et opposées à la somme de celles produites par les deux autres manivelles voisines.

Comme les trois manivelles se trouvent dans le ventre central des vibrations produites, de sorte que les espaces parcourus par les points d'application de leurs forces d'inertie sont sensiblement égaux et de même sens (amplitudes de vibration sensiblement égales), le travail dépensé dans la production des vibrations par la manivelle centrale est égal et opposé à la somme des travaux inhérents aux deux autres manivelles voisines. C'est pourquoi il n'y a pas de travail dépensé libre dans la production des vibrations et ces vibrations ne se produisent pas.

Au contraire, dans le cas de la figure 3, la force d'inertie de la manivelle centrale est encore, il est vrai, égale et opposée à la somme de celles produites par les deux autres manivelles d'extrémité; mais aussi l'espace qu'elle parcourt est de sens opposé à celui qui est parcouru, dans les mêmes instants, par chacune des deux autres forces d'extrémité (*voir* en pointillé la déformation de la planche, par effet des vibrations, sur les figures 2 et 3).

Il s'ensuit que le travail dépensé dans la formation des vibrations par la manivelle centrale s'ajoute à la somme des travaux produits de la même manière par les deux autres manivelles d'extrémité, ce qui forme une grande énergie résultante libre, dépensée dans l'entretien des vibrations.

Cette énergie doit pouvoir s'exprimer en nombres, comme je vais le montrer. C'est ce qu'on ne pourrait pas faire avec les idées conçues d'avance, qui attribuent les vibrations aux seuls couples et forces d'inertie, sans que cela fût jamais rien moins que démontré.

A cet égard il me vient à l'esprit la belle remarque suivante, faite, il y a quelque temps, par Sir William Thomson, dans une lecture faite à l'Institution of Civil Engineers en 1883 [1], et qui s'applique exactement à notre cas : « Je dis souvent que si vous pouvez mesurer ce dont vous parlez et l'exprimer en nombres, vous savez quelque chose de votre sujet; mais, si vous ne pouvez pas le mesurer, si vous ne pouvez pas l'exprimer en nombres, vos

---

[1] *Voir* Sir William Thomson (Lord Kelvin), *Constitution de la matière*, p. 53. Paris, Gauthier-Villars.

connaissances sont d'une pauvre espèce et bien peu satisfaisantes; ce peut être le commencement de la connaissance, mais vous vous êtes à peine, dans vos pensées, avancés vers la Science, quel que puisse être le sujet. »

Avant de déterminer la grandeur de la puissance motrice perdue dans les vibrations, je commence par démontrer que, pour leur production, il est nécessaire que le nombre des tours de la machine soit égal à celui des vibrations complètes produites, ou bien à sa moitié. C'est la condition de synchronisme, dont on ne trouve pas des raisons mécaniques avec les anciennes théories sur les vibrations. Supposons, pour fixer les idées, d'avoir une seule manivelle et soient :

r son rayon en mètres;
l la longueur de la bielle en mètres;
w la vitesse au cercle de manivelle, en mètres par seconde;
g, l'accélération de la gravité, $= 9,8...$;
ω, l'angle de la manivelle à partir du point mort intérieur;
N, le nombre des tours par minute;
S, l'amplitude de vibration en mètres, au point de la coque où se trouve la machine.

A l'instant où la manivelle s'est éloignée d'un angle ω à partir de son point mort intérieur, la force d'inertie vaudra :

$$F = \frac{P}{g}\frac{w^2}{r}\left(\cos\omega + \frac{r}{l}\cos 2\omega\right). \tag{1}$$

Le mouvement vibratoire, supposé vertical et d'amplitude S, au point du navire où se trouve la manivelle, peut être envisagé comme projection d'un mouvement de rotation uniforme d'un vecteur S tournant dans le plan transversal, dans le même sens de la manivelle, et dont la grandeur soit égale à l'amplitude S même.

Supposons, pour plus de généralité, que, lorsque la manivelle est initialement au point mort intérieur, le vecteur S doive encore parcourir un angle α pour y arriver. Si alors la manivelle se déplace d'un angle $n\omega$, l'élongation du mouvement vibratoire devient :

$$s = S\cos(n\omega - \alpha). \tag{2}$$

Si l'on avait m tours de manivelle dans le même laps de temps où se produisent n vibrations complètes (m et n étant des nombres entiers quelconques) le travail dépensé pour obtenir ces vibrations, pendant ce laps de temps, serait :

$$\int F\,ds = -\frac{P}{g}\frac{w^2}{r}Sn\int_0^{2\pi}\left(\cos m\omega + \frac{r}{l}\cos 2m\omega\right)\sin(n\omega - \alpha)\,d\omega.$$

Or, si m et n ne sont pas égaux,

$$(a)\qquad \left\{\begin{aligned} &\int_0^{2\pi} \cos m\omega \cos n\omega \, d\omega = 0 \\ &\int_0^{2\pi} \sin m\omega \sin n\omega \, d\omega = 0 \\ &\int_0^{2\pi} \cos m\omega \sin n\omega \, d\omega = 0 \end{aligned}\right.$$

Si, au contraire, $m = n$, les deux premières intégrales du système (a) ont la valeur π, tandis que la troisième est encore nulle.

Par conséquent le travail $\int F ds$ est toujours nul, à moins que l'on ait $m = n$ ou bien $n = 2m$, c'est-à-dire, à moins que l'on n'ait synchronisme entre le nombre des vibrations complètes et celui des tours ou des demi-tours de la machine (synchronisme, ou mi-synchronisme).

Mais le principe qui a été énoncé dit qu'on ne peut avoir des vibrations, si l'on ne dépense pas de travail pour les entretenir; donc, on n'aura jamais des vibrations à bord, tant qu'il n'y aura pas de synchronisme entre le nombre de tours ou des demi-tours de la machine, et celui des vibrations complètes, propres de la coque, ce qu'il fallait démontrer.

Je ne m'arrête pas à considérer le cas dans lequel m et n ne soient pas des nombres entiers; on connaît la démonstration mathématique qu'on emploie dans des cas semblables pour démontrer qu'une loi, qui a lieu pour les nombres entiers, est aussi extensible aux nombres fractionnaires, et même incommensurables.

Abordons maintenant la mesure de la puissance motrice dépensée dans les vibrations, quand il y a synchronisme entre le nombre des tours de la machine, et celui des vibrations complètes de la coque.

Soit d'abord une seule manivelle, et conservons aux lettres les mêmes significations déjà expliquées.

Dans un instant quelconque la puissance motrice dont il s'agit, exprimée en kilogrammètres par seconde, est mesurée par le produit de la force par la vitesse, c'est-à-dire par :

$$F v = -\frac{P}{g}\frac{\omega^2}{r}\left(\cos\omega + \frac{r}{l}\cos 2\omega\right)\frac{\pi N}{30} S \sin(\omega - \alpha).$$

Pour avoir la puissance motrice moyenne P_m il faut intégrer cette expression, en variant ω de 0 à 2π, et diviser ensuite le résultat par 2π.

En se rappelant que

$$\int_0^{2\pi} \cos m\omega \sin n\omega \, d\omega = 0$$

quels que soient les nombres entiers m et n, on aura, dans le cas du syn-

chronisme,

$$(3) \qquad P_m = \frac{NS}{60}\frac{P}{g}\frac{w^2}{r}\sin\alpha\int_0^{2\pi}\cos^2\omega\,d\omega = \frac{\pi NS}{60}\frac{P}{g}\frac{w^2}{r}\sin\alpha.$$

Exprimée en chevaux-vapeur, cette puissance devient :

$$(3') \qquad P_m = 0{,}0000712\,NSP\frac{w^2}{r}\sin\alpha = 0{,}00000078\,1\,PrSN^3\sin\alpha.$$

Si l'on avait, au contraire, mi-synchronisme, la puissance dépensée serait :

$$(4) \qquad P_m^1 = 0{,}0000712\,NSP\frac{w^2}{l}\sin\alpha.$$

Le nombre N de la (4) est le même que dans la (3) ; c'est le nombre des vibrations complètes de la coque, et non celui des tours de la machine.

Par contre, la valeur de S peut se supposer proportionnelle à la force qui l'engendre, c'est-à-dire, en tenant compte de ce que la vitesse w est réduite à moitié qu'auparavant, et que dans les machines marines $\frac{l}{r} = 4$, l'amplitude des vibrations dans ce cas du mi-synchronisme est $\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} = \frac{1}{16}$ de ce que l'on a avec le synchronisme.

La puissance motrice dépensée est bien moindre encore, savoir $\frac{1}{16} \times \frac{1}{16} = \frac{1}{256}$ de ce que l'on dépense dans le cas du synchronisme $\left(\text{elle est proportionnelle au produit } S\frac{w^2}{l}\right)$.

On peut donc en conclure que les vibrations de mi-synchronisme ne sont pas bien à craindre, et qu'en tout cas elles ne peuvent pas trop endommager la coque. Dans les projets de balancement des machines, on ne doit par conséquent pas trop s'inquiéter si le balancement des forces d'inertie, relatives à l'arc double des manivelles, ne réussit pas; il suffit de bien balancer les forces de l'arc simple, pour qu'on n'ait pas de vibration sensible.

Les bons résultats obtenus en pratique, sur les embarcations, avec des moteurs à combustion à quatre cylindres et quatre manivelles dans un même plan, dont les seules forces d'inertie de l'arc simple sont balancées, confirment l'exactitude de cette déduction théorique.

Dans le cas d'une machine avec une seule manivelle, le mouvement vibratoire de la coque tend à se produire dans le même sens dans lequel est dirigée la force génératrice, de façon à absorber la puissance motrice *maximum* entre toutes celles que la variation de l'angle α peut produire. Il s'ensuit que dans les relations (3), (3') et (4) on aura alors

$$\sin\alpha = 1; \qquad \alpha = 90;$$

ou, en d'autres mots, que la manivelle a un mouvement qui avance de 90° sur

celui du vecteur tournant S. D'après la (3') la puissance atteint alors la valeur

$$(3'') \qquad P_m = 0,000000781\, PrSN^3.$$

Lorsqu'il s'agit, au contraire, d'une machine avec plusieurs manivelles, par exemple trois, à la même distance angulaire entre elles, chargées des poids P', P'', P''' (en kilogrammes) et placées sur des endroits de la coque où les amplitudes des vibrations soient respectivement S', S'', S''' (en mètres), la puissance motrice, exprimée en chevaux-vapeur, dépensée dans les vibrations, sera, dans le cas du synchronisme,

$$(5) \quad P_m = 0,000000781\, r N^3 [P'S' \sin\alpha + P''S'' \sin(\alpha + 120) + P'''S''' \sin(\alpha + 240) + \ldots].$$

Comme

$$\sin\alpha + \sin(\alpha + 120) + \sin(\alpha + 240) = 0$$

si

$$(6) \qquad P'S' = P''S'' = P'''S''',$$

on aura $P_m = 0$, c'est-à-dire qu'il ne se produira point de vibrations.

Dans le cas général, avec un nombre quelconque de manivelles, on obtiendrait la puissance dépensée d'après la relation

$$(6'') \qquad P_m = 0,000000781\, r N^3 \sum PS.$$

La somme $\sum PS$ doit être géométrique : c'est le vecteur somme des vecteurs PS parallèles aux différentes manivelles et dont le sens est celui qui va de l'arbre de couche au tourillon.

Cherchons à fixer nos idées sur les équations de condition (6).

Comme les machines marines, avec leurs forces d'inertie, produisent des vibrations de flexion, afin de nous entendre en parlant d'elles, supposons que le navire se réduise à une ligne qui ait sa même longueur, ses mêmes moments d'inertie, transversaux, résistants à la flexion, ligne chargée avec les mêmes poids et soumise aux mêmes poussées du navire. Nous l'appellerons *ligne vibrante*. Elle pourra toujours se décomposer en plusieurs morceaux se confondant avec des traits droits.

Sur un de ces morceaux, censé droit, supposons mettre la machine. Et même, supposons d'abord qu'elle se trouve sur un ventre du système nodal qui tend à se former. Alors le morceau de droite, sur lequel la machine se pose, se déplacera pendant le mouvement vibratoire, de façon à se conserver toujours parallèle à sa direction initiale de repos, c'est pourquoi :

$$(7) \qquad S' = S'' = S''';$$

et les conditions (6) deviennent

$$P' = P'' = P''. \tag{8}$$

Si cette dernière condition (8) est vérifiée, la puissance motrice dépensée dans les vibrations de synchronisme est nulle, donc elles ne se produisent pas. On en conclut que, si une machine avec trois manivelles à 120° entre elles est mise sur un ventre du système nodal qui pourrait se former, pour qu'aucune vibration ne se produise, il suffit que les poids dont les manivelles sont chargées soient tous égaux entre eux.

De la même manière, on prouverait que la même condition doit être satisfaite avec une machine ayant quatre manivelles disposées en croix.

C'est un résultat vérifié expérimentalement, comme on le sait, par M. l'Ingénieur Otto Schlick. Nous l'avons obtenu comme une nouvelle conséquence de notre principe général sur les vibrations.

Supposons maintenant que le trait de ligne vibrante sur lequel se trouve la machine soit incliné par rapport à la droite initiale de repos, et qu'il rencontre cette droite dans un certain point H. Les amplitudes $S' S'' S'''$ seront dès lors proportionnelles à leur distance $X' X'' X'''$ de H; c'est pourquoi la (6) devient

$$P'X' = P''X'' = P'''X'''; \tag{9}$$

c'est-à-dire, afin que les vibrations ne se produisent pas, il suffit que, pour toutes les manivelles, on ait le même produit des poids par leur distance du point H.

En particulier, si la machine est placée près d'un nœud, le point H y coïncide, et l'on peut en conclure qu'on n'aura pas de vibrations tant que le produit des poids, par leur distance de ce nœud, sera égal pour toutes les manivelles. (Manivelles à égale distance angulaire entre elles.)

Ce fait caractéristique, qui a été découvert par M. l'Ingénieur O. Schlick avec ses belles expériences, est un cas particulier, qui découle immédiatement, comme on l'a vu, de notre principe général et qui sert, lui aussi, à le confirmer de plus en plus.

Il est aisé de voir que, si les poids $P' P'' P'''$ sur les trois manivelles d'une machine ne sont pas égaux entre eux, pour qu'il ne se produise pas de vibrations il faudra, dans le cas que la machine soit près d'un nœud, disposer les manivelles de sorte qu'elles soient parallèles aux côtés d'un triangle, dont la grandeur soit proportionnelle aux produits des poids $P' P'' P'''$ par leur distance du nœud. Dans le cas, au contraire, que la machine soit placée sur un ventre, les trois côtés du triangle devraient être de grandeur simplement proportionnelle à celle des poids $P' P'' P'''$.

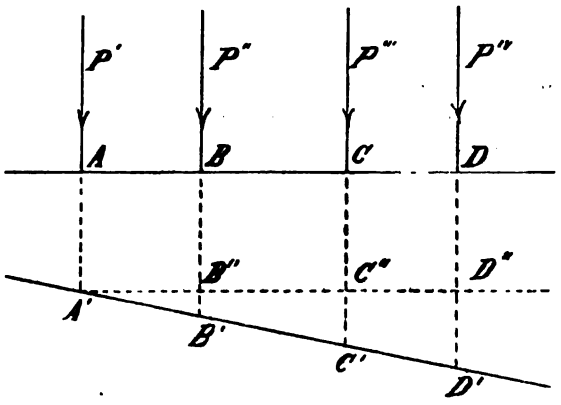
Ces deux conditions ne peuvent pas être simultanément satisfaites avec une machine à trois seules manivelles.

En en employant quatre, celles-ci peuvent être construites en sorte qu'elles soient simultanément parallèles à un quadrilatère avec côtés proportionnels aux poids $P' P'' P''' P''''$, et à un autre quadrilatère avec côtés proportionnels aux moments de ces poids, pris par rapport au nœud.

Ce sont les conditions usuelles de balancement.

On les retrouve sous une forme plus claire en décomposant (*fig.* 4) les

Fig. 4.



différentes amplitudes de vibration $\overline{AA'}$ $\overline{BB'}$ $\overline{CC'}$ ..., en correspondance des manivelles de la machine, en deux parties, dont l'une de grandeur constante $\overline{AA'}$, $\overline{BB''}$, $\overline{CC''}$ ..., obtenue avec une droite parallèle à la position de repos de la ligne vibrante ; l'autre variable $\overline{B''B'}$; $\overline{C''C'}$..., comprise entre cette parallèle et la ligne de vibration.

En appliquant la (3) aux différentes manivelles, on trouve que, pour éviter le travail dû aux portions constantes des amplitudes, il suffit que le polygone des vecteurs $P' P'' P'''$, parallèles aux manivelles, soit fermé.

D'autre côté, le travail dû aux amplitudes variables $\overline{B''B'}$, $\overline{C''C'}$, ... sera nul lorsque sera fermé le polygone des vecteurs $P''.\overline{B''B'}$, $P'''.\overline{C''C'}$, ... Dans le cas particulier où la machine est très courte par rapport à la longueur totale du navire, la ligne $A' B' C' D'$ se confond avec une droite.

Dès lors, comme il y a proportionnalité entre les segments $\overline{B''B'}$, $\overline{C''C'}$, ... et $\overline{A'B''}$, $\overline{A'C''}$, ..., ou bien $\overline{AB}$, $\overline{AC}$, ..., la dernière condition revient à dire que doit être fermé le polygone dont les côtés sont des vecteurs parallèles aux manivelles, avec une grandeur exprimant le produit $P''.\overline{AB}$, $P'''.\overline{AC}$, ..., des poids agissant sur les différentes manivelles par la distance comprise entre chaque manivelle et une manivelle arbitraire, par exemple, dans le cas de la figure, la manivelle A.

On retrouve donc les deux conditions de balancement.

Mais, on l'a vu, ce balancement n'a de valeur que pour le cas particulier où la ligne A′D′ est sensiblement droite, ou bien, ce qui est la même chose, lorsque la machine est très courte par rapport à la longueur totale du navire.

Déjà, dans les machines du système Schlick à quatre cylindres, cette condition n'est pas exactement vérifiée; c'est pourquoi ce système de balancement peut permettre que de petites vibrations se produisent.

Si l'on avait affaire à une longue machine à combustion, pourvue de nombreux cylindres, il ne suffirait plus, pour éviter des vibrations, de recourir au simple balancement. Au contraire, il faudrait multiplier chaque poids P correspondant à une manivelle quelconque, par l'amplitude correspondante de vibration S de la coque (déterminée d'après le calcul que je vais exposer bientôt) et faire en sorte que le polygone des vecteurs PS relatifs à toutes les manivelles soit fermé.

La direction de chaque manivelle a deux sens, et il faut choisir entre eux pour tracer le vecteur du produit PS. Il va sans dire que le sens à choisir est celui de la force centrifuge, qui va de l'arbre de couche au tourillon. Cette remarque s'applique à la construction de tous les polygones dont il a été question dans ce qui précède.

On rencontre chaque jour des navires déjà construits, où il se produit des vibrations, et il serait intéressant de pouvoir les éviter.

En 1897, j'ai proposé, à cet effet, pour les bâtiments à double propulseur, de recourir à l'emploi de deux alternateurs électriques insérés l'un sur un arbre de couche et l'autre sur l'autre arbre. Ces alternateurs auraient dû fonctionner comme égaliseurs de puissance et de vitesse. La puissance requise pour leur fonctionnement aurait été bien petite [1]. Je proposais de les placer dans les tunnels des lignes d'arbres; ils auraient obligé les machines à tourner exactement à la même vitesse et les vibrations auraient disparu par le fait qu'on aurait pu dépenser avec une machine un travail d'inertie égal et contraire à celui engendré par l'autre.

M. l'Ingénieur Mallock a obtenu le même résultat dans ces derniers temps, en se servant de la vapeur et d'un train différentiel d'engrenages, analogue à celui que l'on emploie sur les automobiles pour égaliser les efforts des deux roues motrices. C'est un balancement.

C'est d'ailleurs ce que j'avais aussi déjà fait à Venise, en me bornant à la construction d'un modèle d'engrenages en bois, qui se trouve encore aujourd'hui à l'École des Mécaniciens de la Marine royale.

Pour éliminer les vibrations, on produit dans ce cas, avec une des machines, un travail pour leur production, égal et contraire à celui produit par l'autre machine, de sorte qu'en agissant en chaque instant sur la coque avec une résistance, on s'oppose à ce que les vibrations puissent se produire.

---

[1] *Voir* la *Rivista Nautica*, mars 1907, p. 51-53.

Dans les navires à une seule hélice, on peut obtenir ce même travail résistant en employant une force alternative d'inertie, agissant sur un ventre des vibrations produites, dans le but d'avoir un grand travail engendré avec un petit poids en mouvement alternatif. Cette solution n'a plus rien à faire avec les balancements.

On pourrait, par exemple, recourir à un contrepoids en mouvement alternatif, et je proposerais dans ce but la construction de la figure 5, où l'on

Fig. 5.

voit deux contrepoids ordinaires égaux, tournant en sens contraire moyennant des engrenages d'angle.

On pourrait aussi employer un simple contrepoids ordinaire se mouvant dans un plan vertical longitudinal du navire, et le placer sur un ventre, par exemple à l'extrémité *N* ou à celle *R*, en lui communiquant un mouvement synchrone à celui de la machine, avec deux alternateurs électriques : l'un sur l'arbre de couche, agissant comme générateur de courant, et l'autre, récepteur, agissant comme moteur du contrepoids.

D'abord on donnerait à celui-ci une vitesse croissante, jusqu'à en obtenir une voisine de celle de fonctionnement de la machine. Il se produirait alors une interférence de forces alternes, ce qui engendrerait des vibrations périodiques croissantes et décroissantes, s'annulant un instant pour reprendre tout de suite. Pendant l'instant où elles cessent de se former, on ferme le circuit des deux alternateurs, dont le mouvement devient synchrone, et les vibrations ne se produisent plus.

Dans la Marine marchande, on pourrait même simplifier beaucoup cet appareil et employer une hélice avec une aile plus lourde que les autres.

Cette aile doit, en général, être dirigée dans le même sens que la force résultante du polygone, dont les côtés expriment les produits PS pour les différentes manivelles. Cela parce qu'en général la machine est placée entre les deux nœuds des vibrations formées, tandis que l'hélice se trouve toujours sur le ventre R, dont le mouvement vibratoire est de sens opposé à celui du ventre central. Cette aile plus lourde que les autres n'est donc pas un contrepoids ordinaire, mais simplement un poids, en mouvement alternatif, dont le but est de provoquer un travail élastique dans la coque, s'opposant à celui des forces d'inertie de la machine. Il doit, en conséquence, avoir le même sens que la résultante de ces forces d'inertie, parce que la coque a, dans la position où il se trouve, un mouvement vibratoire de sens opposé à celui qu'elle a dans l'endroit où est placée la machine.

Cette aile plus lourde ne produira pas non plus des vibrations horizontales.

Il faut remarquer, à cet égard, que les vibrations horizontales n'ont pas, en général, la même fréquence que celles verticales. Si ces dernières se produisent avec la vitesse de navigation de la machine, on n'aura pas, en général, des vibrations horizontales à craindre avec cette même vitesse, qui est la seule qu'on ait à envisager à bord des navires marchands.

En résumé, on a vu que :

1° Les vibrations ne se produisent pas à bord à cause des machines non balancées, mais au contraire à cause d'une puissance motrice qui peut s'exprimer en chevaux-vapeur par la (6′) et qui est engendrée par les forces d'inertie pures et simples des masses en mouvement alternatif. Leurs couples n'ont point d'influence directe dans la production des vibrations.

2° Le balancement des machines n'est qu'une solution approchée du problème d'éviter les vibrations à bord. Cette solution n'est applicable qu'aux machines assez courtes dans le sens de l'arbre de couche.

3° Dans les moteurs à combustion, avec un grand nombre de cylindres et de manivelles motrices, dont l'usage se répandra peut-être de plus en plus dans l'avenir, le balancement ne suffit plus pour éviter les vibrations, et il faut, au contraire, que le polygone des vecteurs PS obtenus en multipliant les poids P sur chaque manivelle par l'amplitude de vibration S correspondante soit fermé. Ces vecteurs doivent avoir le sens des forces centri-

fuges sur les manivelles, c'est-à-dire le sens qui va de l'arbre de couche au tourillon.

4° Je propose une méthode générale pour l'élimination des vibrations à bord, quel que soit le cas qui puisse se présenter même dans les navires déjà construits, soit avec des machines à vapeur alternatives, soit avec des moteurs à combustion.

5° J'expose une méthode graphique pour déterminer les lignes d'amplitude des vibrations de flexion, se développant sur un navire donné. (On a cru jusqu'ici que cette solution était impossible, et l'impossibilité a été démontrée pour une solution faite avec la méthode des quadratures.) (*Voir* plus loin.)

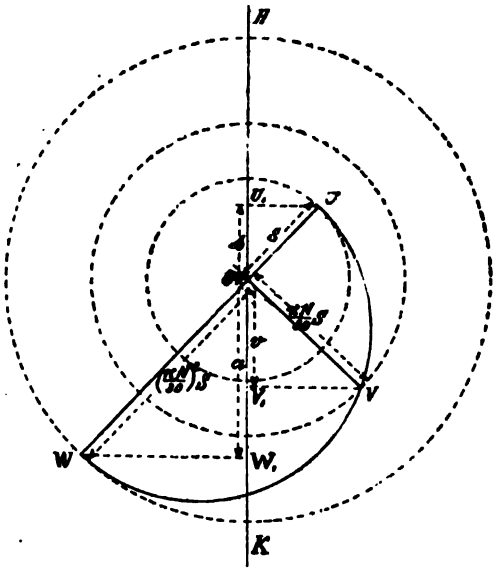
DEUXIÈME PARTIE

DÉTERMINATION DE LA FORME DES LIGNES D'AMPLITUDE.

Il est bon de rappeler tout d'abord les propriétés fondamentales du mouvement vibratoire d'un point.

Soit (*fig.* 6) HK la droite sur laquelle le mouvement vibratoire s'établit.

Fig. 6.



Il peut être envisagé comme projection sur cette droite du vecteur tournant OU = S, avec quoi l'espace s (élongation), mesuré à partir du centre du mouvement, a en chaque instant la valeur

$$s = OU_1 = S \cos HOU.$$

Désirant l'exprimer en fonction du nombre des vibrations N complètes, c'est-à-dire du nombre des tours N à la minute faits par le vecteur S, et en fonction du temps t mesuré à partir de l'instant où la projection U_1 de l'extrémité U du vecteur tombait dans le centre O du mouvement vibratoire, on trouverait

$$s = S \cos \frac{\pi N}{30} t. \tag{10}$$

En effet, pour engendrer une vibration complète, le vecteur S accomplit le parcours de l'entière circonférence 2π en un temps de $\frac{60}{N}$ secondes. Pour parcourir l'angle HOU, il emploiera le temps t tel que

$$2\pi : \frac{60}{N} = \text{HOU} : t,$$

$$\text{HOU} = \frac{\pi N}{30} t;$$

ce qu'il fallait démontrer.

La vitesse au bout du temps t est représentée par

$$v = \frac{ds}{dt} = -\frac{\pi N}{30} S \sin \frac{\pi N}{30} t. \tag{11}$$

On peut l'envisager comme engendrée par la projection OV_1 sur la droite HK du vecteur OV de grandeur $\frac{\pi N}{30}$ S tournant uniformément autour du même point O et perpendiculaire au vecteur S, de sorte qu'il le précède dans le sens du mouvement de rotation, avec un angle d'avance de 90° (différence de phase de 90° entre les deux vecteurs).

L'accélération est

$$a = \frac{dv}{dt} = -\left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 S \cos \frac{\pi N}{30} t. \tag{12}$$

Le vecteur tournant OW, par la projection OW_1 duquel elle peut se supposer engendrée, est opposé à OU (différence de phase de 180°), et sa grandeur est $= \left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 S$.

On peut remarquer que

$$\overline{OV}^2 = \overline{OU}.\overline{OW};$$

dès lors le point V se trouve sur la demi-circonférence UVW de diamètre $\overline{UW}$.

Supposons maintenant que l'on ait un navire flottant sur l'eau calme, et traçons la droite, contenue dans le plan de symétrie, qui unit les deux points d'affleurement des deux extrémités N et R.

Prenons cette droite comme axe des abscisses et portons verticalement des ordonnées proportionnelles aux amplitudes de vibration que l'on a dans les

différentes sections transversales du navire, ce que l'on pourra toujours faire, soit qu'il s'agisse de vibrations de flexion, ou bien de torsion.

Dans ce dernier cas, les ordonnées désigneront des angles de torsion.

Quelle que soit l'espèce des vibrations considérées, en joignant les extrémités des ordonnées dont il est question, on aura des lignes qui doivent être continues, pour les mêmes raisons pour lesquelles sont continues les lignes élastiques correspondantes que l'on étudie dans la théorie de la résistance des matériaux.

On les appellera dans ce qui suit *lignes des amplitudes* des vibrations.

En correspondance d'une ordonnée de maximum d'une ligne d'amplitude, on a sur le navire un *ventre;* en correspondance d'une ordonnée nulle, un *nœud.* L'axe des abscisses contient tous les nœuds, et on l'appelle donc aussi *axe nodal.*

Que l'on suppose maintenant de faire tourner une ligne des amplitudes autour de l'axe nodal, en faisant en sorte qu'elle accomplisse un tour entier pendant chaque vibration complète, et qu'elle passe au plan de symétrie du navire lorsque les vibrations ont atteint un maximum de grandeur, positive ou négative.

Si dès lors on projette successivement la ligne tournante des amplitudes sur le plan de symétrie, les projections désigneront la grandeur successive des dérangements vibratoires (élongations) dans les différentes sections transversales.

J'appellerai encore *ligne des amplitudes* chacune de ces lignes, projections de celle tournante, et cela afin de ne pas employer trop de noms nouveaux. Il est manifeste que les lignes des amplitudes que je viens ainsi de définir, dont les ordonnées vont successivement en croissant et en décroissant, avec une loi pendulaire, sont toutes affines entre elles et avec celle tournante, et l'axe nodal est leur axe d'affinité.

On est frappé par l'analogie qu'il y a entre la production du mouvement vibratoire des différentes sections transversales du navire, moyennant la projection sur le plan de symétrie de la ligne tournante des amplitudes, et la production déjà mentionnée du mouvement vibratoire rectiligne d'un point, par la projection sur la droite où ce mouvement se produit, de l'extrémité d'un vecteur tournant uniformément autour d'un point fixe, et dans un plan qui passe par la susdite droite.

Telles sont les courbes que nous nous proposons de construire.

Les forces qui font fléchir la coque sont celles d'inertie des masses en mouvement vibratoire, et les poussées, positives et négatives, de l'eau, engendrées par ce mouvement.

Les forces d'inertie valent, dans chaque portion de la ligne des amplitudes, le produit de la masse $\frac{P}{g}$ qui s'y trouve, par l'accélération de son centre de gravité qui est donnée par la (12).

Cette expression (12) doit cependant être changée de signe pour qu'elle puisse désigner l'action sur la coque des forces dont il s'agit.

Dans ce produit il y a des facteurs qui sont constants pour tous les points de la ligne des amplitudes; mais ce qui change de l'un à l'autre point, ce sont les produits PS des poids P correspondant à une petite portion de la ligne des amplitudes, par l'amplitude S de la vibration qu'il s'y produit. Le diagramme des forces d'inertie agissantes est donc obtenu en multipliant le diagramme des poids qu'il y a à bord par l'amplitude de vibration de leur centre de gravité.

En d'autres termes, le diagramme des forces d'inertie agissantes est obtenu en multipliant le diagramme des poids embarqués sur le navire par la correspondante ordonnée y de la ligne des amplitudes qui, à son tour, est égale à $y = S \cos \frac{\pi N}{30} t$, où le cosinus est le même, dans le même instant, pour toute la coque; c'est pourquoi les ordonnées y sont proportionnelles à S, amplitude de vibration correspondante, dans tous les points de l'axe nodal.

Les forces produites par la poussée de l'eau sont proportionnelles, sur chaque unité de longueur de l'axe nodal, à la largeur à la flottaison, multipliée comme auparavant par l'ordonnée correspondante de la ligne des amplitudes. Elles s'opposent aux forces d'inertie de la coque, de sorte qu'on en obtient en chaque point la résultante

$$F = \left[\frac{P}{g}\left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 - \beta^2\right] y, \tag{13}$$

où β^2 est la valeur de l'aire de la flottaison dans le trait de l'axe nodal dans lequel est distribué le poids P.

En mesurant les poids P en tonnes, l'aire β^2 doit se mesurer en mètres carrés.

Dans la (13), pour calculer P, il faudrait connaître N, qu'au contraire on ne connaît pas. Mais il faut remarquer que la (13) peut s'écrire

$$F = \frac{1}{g}\left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 \left(P - \frac{900 g \beta^2}{\pi^2 N^2}\right) y. \tag{13'}$$

C'est comme si les poids P du navire étaient réduits à

$$P - \frac{900 g \beta^2}{\pi^2 N^2}$$

ou presque à $P - \frac{900}{N^2}\beta^2$, puisque $g \simeq \pi^2$.

La fraction $\frac{900}{N^2}\beta^2$ peut dès lors être envisagée comme un terme de correction des poids P et l'on voit tout de suite que ce terme de correction est assez petit par rapport à la grandeur des poids P. Il suffit, en effet, pour s'en convaincre, de substituer à P le déplacement en tonnes d'un navire quelconque,

à β^2 l'aire de sa flottaison en mètres carrés et à N le nombre de vibrations complètes à la minute, qui peut être évalué, terme moyen, à l'aide de formules empiriques, comme par exemple celle qui a été énoncée par M. l'Ingénieur Otto Schlick :

$$N = \varphi\sqrt{\frac{I}{DL^3}}, \tag{14}$$

où

D déplacement en tonnes;
I moment d'inertie du maître couple en (millimètres)^4;
L longueur du navire entre les deux extrémités N et R en mètres;
φ un coefficient, dont la valeur est en moyenne : 2,80 pour les cargo-boats; 3,145 pour les navires rapides; 3,43 pour les torpilleurs.

Les calculs faits, dans les cas les plus variés, on trouve que la valeur du terme de correction n'atteint généralement pas le 2 ou 3 pour 100 de la valeur du déplacement. Par conséquent, comme il s'agit seulement d'une petite correction à faire subir aux poids P, il est même permis de l'effectuer grossièrement en diminuant chaque poids du tantième qui correspond au terme de correction moyen sur le navire, calculé comme il a été dit ci-dessus.

En procédant ainsi, on ne fait pas des erreurs appréciables de calcul, puisque les poids les plus lourds sont placés près du maître-couple, où la largeur de la flottaison est aussi la plus grande; les poids les plus légers se trouvent, au contraire, près des extrémités de la coque, où la flottaison n'a que très peu de largeur. Donc cette correction approchée tient compte aussi, jusqu'à un certain point, du fait que la largeur de la flottaison croît en passant des extrémités vers le milieu du navire.

Au surplus, si l'on veut procéder avec plus d'exactitude, on pourra corriger chaque poids avec le vrai terme de correction, ce qui ne demande pas non plus beaucoup de fatigue.

Nous indiquerons avec P′ les poids corrigés.

Une troisième espèce de forces qui se fait ressentir sur la coque vibrante est la résistance du milieu. Toutefois cette résistance du milieu s'oppose toujours au mouvement, et ne change pas de sens, lorsque la ligne des amplitudes traverse, pendant son mouvement, l'axe nodal. C'est pourquoi cette résistance du milieu ne change point la forme de la ligne des amplitudes, ce dont on peut d'ailleurs se convaincre en pensant que, lorsque les amplitudes atteignent leur maximum, la résistance du milieu devient nulle (puisqu'il n'y a pas de mouvement). Les forces agissantes atteignent alors, elles aussi, leur maximum, et c'est à elles seules qu'est due la flexion de la coque. Par contre, le nombre des vibrations sera un peu diminué, par rapport à ce que l'on aurait dans un milieu non résistant, puisque les résistances du milieu font retarder la vitesse du mouvement.

Ces conclusions sont d'ailleurs confirmées par un théorème connu, que l'on doit à M. Bourget, d'après lequel une lame qui vibre transversalement dans un milieu résistant, au lieu de vibrer dans le vide, produit un nombre de vibrations plus petit que dans le vide, mais les lignes nodales ne sont pas changées. D'après ce que nous venons de remarquer, nous ajoutons que, lorsqu'une lame, ou bien une verge, flotte sur un liquide quelconque, non résistant, elle accomplit un plus grand nombre de vibrations transversales que si elle vibrait dans le vide, mais les lignes nodales ne changent sensiblement pas. La résistance du milieu intervient en diminuant le nombre des vibrations.

En revenant aux lignes des amplitudes, il est bon de fixer tout d'abord nos idées sur le cas simple dans lequel les sections transversales du navire soient constantes, les poids corrigés P′ étant toutefois distribués d'après une loi arbitraire quelconque.

On sait que la ligne élastique d'une poutre, et par conséquent d'une coque, soumise à la flexion, est la quatrième intégrale du diagramme de charge. Dans le cas d'une ligne d'amplitudes ce diagramme de charge est celui des poids corrigés P′ multipliés par l'ordonnée y correspondante de la ligne des amplitudes.

L'équation de la ligne des amplitudes serait donc

$$\frac{d^4 y}{dx^4} = \text{const. } P' y.$$

Comme P′ est une fonction donnée de x (en général discontinue), cette équation est de la forme

$$\frac{d^4 y}{dx^4} = \text{const. } f(x) y. \tag{15}$$

C'est une équation qu'on ne sait pas résoudre avec les méthodes ordinaires du calcul infinitésimal, et qui a été jusque-là reconnue insoluble. On a même démontré, avec la théorie des groupes continus, de M. S. Lie, que sa solution avec les méthodes ordinaires de quadrature est tout à fait impossible [1].

Plus encore, notre analyse nous a appris que la vraie équation différentielle d'une ligne des amplitudes est même plus compliquée que l'équation (15), parce que les sections du navire n'ont pas une grandeur constante. Il semble, par conséquent, qu'on ne puisse pas atteindre le but que nous nous sommes proposé, c'est-à-dire qu'on ne puisse pas construire les lignes des amplitudes par flexion.

Il faut cependant remarquer qu'avec la même théorie des groupes continus de M. S. Lie et avec un raisonnement tout à fait analogue, on démontre

---

[1] *Voir*, par exemple, SCHLESINGER, *Handbuch der linearen Differentialgleichungen.*

aussi que les équations d'ordre supérieur au quatrième ne peuvent point se résoudre algébriquement. Cela n'empêche pas qu'il soit aisé d'obtenir, avec une méthode de proche en proche, une solution numérique de ces équations.

Je propose aussi une méthode de proche en proche, pour résoudre l'équation (15) et même celle plus compliquée qui se présente dans un navire, ou enfin pour résoudre une tout autre équation de la forme (15), mais d'un ordre quelconque supérieur au quatrième [1].

Pour fixer les idées, je supposerai toutefois que l'on doive construire la ligne des amplitudes des vibrations flexionnelles fondamentales d'un navire.

L'expérience a montré que celles des ordres supérieurs ne se produisent point à bord; mais, si on le désirait, pour d'autres raisons, on pourrait aussi bien construire leurs courbes des amplitudes avec le même procédé général dont il va être question.

Ce procédé a son fondement sur le principe que voici :

Les variations des ordonnées d'un diagramme de charge sont des variations de quatrième ordre par rapport à la ligne élastique; ce qui revient à dire que, dans le cas des vibrations par flexion, les variations des ordonnées du diagramme de charge sont des variations du quatrième ordre, par rapport à la forme de la ligne des amplitudes.

Il s'ensuit que la forme de la ligne des amplitudes ne change sensiblement pas, tandis que l'on fait subir des variations très sensibles au diagramme de charge.

Ainsi, sur une poutre à section transversale constante, une charge uniformément distribuée produit une ligne élastique qui est une parabole ; tandis qu'une charge variable suivant une tout autre loi, par exemple sinusoïdale, de o à π, donne lieu à une ligne élastique qui est une sinusoïde de o à π, dont la forme est presque coïncidente avec la parabole du cas précédent.

D'après cela, on peut supposer connaître à peu près *la forme* de la ligne des amplitudes (parabole, sinusoïde, etc.) et en fixer les nœuds de manière que la somme $\sum P'y$ des forces d'inertie qui se développent sur le ventre central, soit égale et de signe contraire à celle des forces qui se produisent sur les deux ventres extrêmes; de plus, la résultante des premières forces doit avoir la même ligne d'action que celle des secondes. (Principe de d'Alembert.)

Voici comment on peut atteindre ce but :

Dans la figure 7, soit AB le diagramme des poids P′ corrigés, desquels on

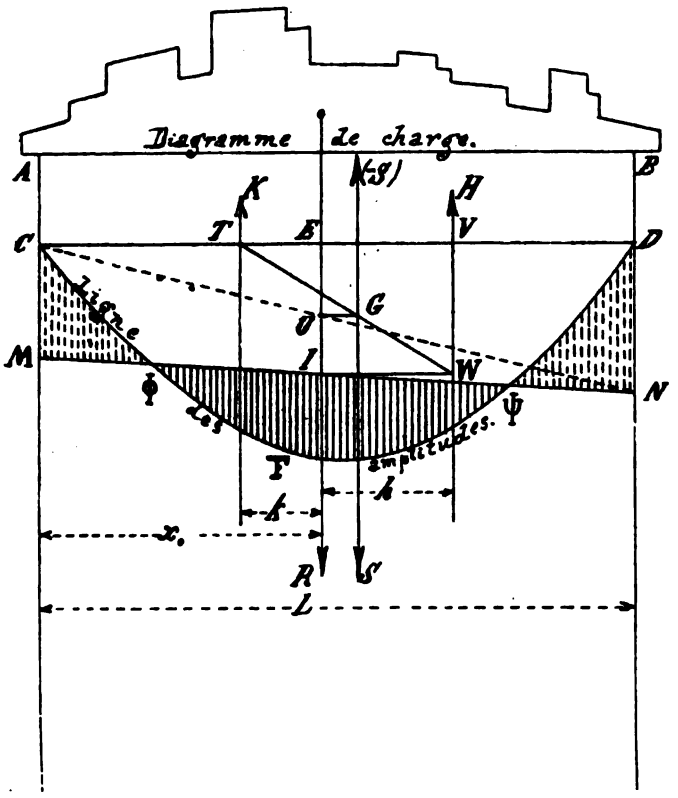
---

[1] Dès 1897 (*voir* le numéro de mai de la *Rivista nautica* de telle année), j'avais proposé une méthode de ce genre, qui sert pour les vibrations tortionnelles, longitudinales et même flexionnelles; ces dernières seulement lorsque les poids et la coque sont symétriques, par rapport au milieu, entre les extrémités *N* et *R*. Le procédé que j'expose maintenant, est plus général, et il comprend tous les cas qui peuvent se présenter.

aura aussi tracé les ordonnées barycentriques, ce que, pour simplifier, on n'a pas fait sur le dessin.

Soit encore CFD la courbe des amplitudes arbitrairement tracée. Elle rencontrera en C et D les ordonnées des poids extrêmes. Conduisons la droite CD.

Fig. 7.



Nous appellerons *surface simple* de la ligne des amplitudes, celle CDF, par analogie avec les noms qu'on emploie dans la théorie de la résistance des matériaux.

Il s'agit de conduire une autre droite MN (axe nodal), de sorte que l'on ait équilibre entre toutes les forces d'inertie telles que $P'y = P'.\overline{IF}$ produites par le mouvement vibratoire de tous les poids P′ corrigés du diagramme de charge. La figure montre que

$$P'.\overline{IF} = P'.\overline{EF} - P'.\overline{EI};$$

il s'ensuit que l'équilibre doit subsister aussi entre les forces que l'on obtient en multipliant les poids P′ par les ordonnées EF de la surface simple de la ligne des amplitudes, et celles de sens opposé, obtenues d'après la

multiplication des poids P′ par les ordonnées EI du trapèze CDNM que nous appellerons *trapèze négatif*.

Aux premières forces nous donnerons, pour commodité de langage, le nom de forces de la *surface simple*, et leur sens sera positif. Aux deuxièmes, opposées aux premières, et par conséquent négatives, nous donnerons le nom de forces du *trapèze négatif*.

Construisons maintenant la résultante R des poids P′ du diagramme de charge et supposons, afin de ne pas compliquer davantage le dessin, avec de nouvelles lettres, que sa ligne d'action soit encore $\overline{P'EF}$.

Son intensité sera $\sum P'$; et l'on conçoit tout de suite que le produit $\overline{EI}.\sum P'$ soit égal à l'ensemble des forces du trapèze négatif, attendu que cet ensemble n'est autre chose que le moment des poids P′, considérés comme placés sur la droite MN, par rapport à la droite CD; tandis que $\overline{EI}.\sum P'$ est le moment de la résultante $\sum P'$ de ces poids, par rapport à la même droite.

On en conclut que, si l'on déforme le trapèze négatif, en faisant tourner son côté MN autour du point I de l'ordonnée barycentrique des poids P′, la somme de ses forces ne change pas. Mais la résultante des forces de ce trapèze se déplace, parallèlement à elle-même, et l'on peut dès lors la faire coïncider avec une ordonnée arbitraire quelconque, fixée d'avance.

Dans le cas du problème, pour que le principe de d'Alembert soit respecté, cette ordonnée doit être celle barycentrique des forces de la surface simple.

D'après cela, on tracera donc tout d'abord la surface simple, suivant une ligne possible (par exemple, une parabole, un arc de sinusoïde de o à π, ou bien une courbe de ce genre, obtenue par le moyen d'un flexible quelconque) en ayant soin de calculer ses forces (multiplication des poids P′ par les ordonnées correspondantes de la surface simple) et d'en tracer la résultante.

D'un autre côté, on calculera la somme $\sum P'$ du diagramme des poids corrigés et leur résultante, sur la ligne d'action de laquelle on prendra un segment EI tel que $\overline{EI}.\sum P'$ soit égal à la somme des forces de la surface simple.

On conduira alors par I une droite MN telle que la résultante des forces du trapèze négatif CDNM (multiplication des poids P′ par ses ordonnées) coïncide avec celle déjà tracée, de la surface simple.

Un procédé à suivre pour obtenir aisément ce résultat, serait le suivant :

Traçant la diagonale CN, décomposons le trapèze négatif en deux triangles CDN et NMC. Ils donneront lieu, chacun pour son propre compte, à des

forces obtenues d'après la multiplication de leurs ordonnées par les poids P correspondants.

D'après les remarques qui viennent d'être faites, le triangle CDN produit un ensemble de forces dont la résultante H a pour valeur $\overline{EU} \cdot \sum P'$; tandis que la valeur de la résultante K, pour l'autre triangle, est $\overline{UI} \cdot \sum P'$.

Ces deux résultantes partielles, H et K prises ensemble, forment la résultante $(-S)$ unique du trapèze négatif, qui est égale et de signe opposé à celle S de la surface simple.

Voyons quelle est la ligne d'action de chacune des forces H et K.

Désignons par x les abscisses des poids P′ mesurées à partir du point A où passe l'ordonnée barycentrique du premier poids à gauche du diagramme de charge. Soit encore x_0 l'abscisse de la résultante de ce diagramme de charge, et I le moment d'inertie des poids P′ par rapport à cette résultante.

En prenant les moments des forces du triangle CDN par rapport à l'ordonnée AC, on obtient

$$\sum P'x \cdot \frac{\overline{DN}}{\overline{CD}} x = \frac{\overline{DN}}{\overline{CD}} \sum P'x^2 = \frac{\overline{DN}}{\overline{CD}} \left(I + x_0^2 \sum P' \right).$$

D'un autre côté la somme des forces a pour valeur

$$\frac{\overline{DN}}{\overline{CD}} \sum P'x = \frac{\overline{DN}}{\overline{CD}} x_0 \sum P'.$$

Donc, la distance comprise entre la résultante H de ces forces et l'ordonnée AC est

$$\frac{I + x_0 \sum P'}{x_0 \sum P'} = x_0 + \frac{I}{x_0 \sum P'}.$$

Cette résultante H s'est donc déplacée à droite de celle R des poids P′ *dans le sens des ordonnées croissantes du triangle* CDN d'une longueur

$$h = \frac{I}{x_0 \sum P'}. \tag{16}$$

La distance h est le résultat que l'on obtient en divisant le moment d'inertie barycentrique des poids P′ par le moment statique des mêmes poids estimé par rapport à la ligne d'action d'un poids extrême du diagramme de charge.

A cet égard, on ne doit pas perdre de vue, que le point extrême du diagramme de charge, par rapport auquel on estime le moment statique des poids P′, et celui d'application de la résultante H des forces du triangle considéré CDN, comprennent entre eux la résultante statique R des poids P′.

D'une manière tout à fait analogue, on calcule la distance entre la résultante R des poids P′ et celle K des forces du triangle CNM. On trouve

$$k = \frac{1}{(L - x_0)\sum P'}; \tag{17}$$

L étant la longueur entre les poids extrêmes du diagramme de charge.

On n'est pas sans remarquer que les deux lignes d'action des résultantes H et K ne changent pas, en changeant la grandeur, soit absolue, soit relative, des deux triangles CDM et MDN dans lesquels on a décomposé le trapèze négatif CDNM.

D'une autre part on connaît la grandeur de leur résultante S.

Portons par conséquent sur une des forces, par exemple H, et à partir de son point d'intersection V avec CD, une longueur $\overline{VW} = \overline{EI}$. Traçons du point T intersection de CD avec la force K la droite TW qui rencontrera en G la ligne d'action de S. Du point G conduisons $\overline{GU}$ parallèle à $\overline{CD}$. On aura en $\overline{EU}$ et $\overline{UI}$ les deux forces H et K dont la plus grande est la plus proche de S.

Le côté DN du trapèze négatif s'obtient en joignant $\overline{CU}$. Remarquons que $\overline{EU}$ est la force H pour arriver à laquelle, en partant de C, il faut traverser la résultante R des poids P′.

Enfin traçons $\overline{NI}$ axe nodal de la courbe des amplitudes que l'on avait tracée, courbe que cet axe rencontrera dans les nœuds Φ et Ψ. Le trapèze négatif sera CDNM.

Les amplitudes de vibration dans tous les points de la coque deviennent ainsi déterminées et, pour les faire voir à coup d'œil, on les a hachées en figure, avec des traits pleins dans le ventre central, et en pointillé sur les ventres extrêmes.

En multipliant les poids par l'amplitude de vibration de leur centre de gravité, on obtient les forces d'inertie qui fléchissent la coque vibrante.

Celles du ventre central sont de sens opposé aux forces des ventres extrêmes.

Dès lors, on est à même de construire le diagramme des moments fléchissants, dont on divisera les ordonnées par le nombre qui mesure la grandeur du moment d'inertie résistant des sections transversales de la coque, et l'on obtiendra ainsi le diagramme des courbures.

La ligne funiculaire de ce dernier diagramme aura une forme très proche de celle de la vraie ligne des amplitudes de la coque, de sorte que, pour les applications ordinaires de la pratique, on aura une exactitude plus que suffisante en l'acceptant comme telle, et en traçant l'axe nodal, avec le procédé dont on vient de rendre compte.

Mais, si l'on désirait obtenir une plus grande exactitude, on construirait

un nouveau diagramme des moments fléchissants de la coque, avec les nouvelles forces, et ensuite une nouvelle ligne des amplitudes, jusqu'à ce que deux de ces lignes, obtenues successivement, puissent se considérer comme ayant la même forme et les mêmes nœuds.

En résumé, voici le procédé pratique que je propose :

1. Tout d'abord, on trace le diagramme des poids (tonnes) sur la coque, ayant soin de les grouper ensemble, de sorte que le nombre de leurs lignes d'action ne soit pas supérieur à 20 ou 25, afin de rendre plus rapides les calculs suivants que l'on doit faire.

2. On calcule le nombre N approché des vibrations de la coque, par le moyen de la (14); on mesure l'aire β^2 de la flottaison en mètres carrés et l'on calcule la valeur $\frac{900}{N^2}\beta^2$ qui, divisée par le déplacement en tonnes, donne la fraction dont les poids doivent être réduits pour mettre en mesure de tenir compte de l'influence des poussées de l'eau pendant le mouvement vibratoire.

3. On corrige les poids, on trace leur résultante, on calcule le moment d'inertie des poids corrigés par rapport à elle, et l'on dresse, au moins avec une grossière approximation, le diagramme des moments d'inertie des sections résistantes transversales de la coque.

4. On trace alors arbitrairement une surface simple des amplitudes, en se servant d'un flexible quelconque, et l'on en déduit l'axe nodal par le moyen du procédé qui vient d'être décrit dans ce qui précède.

5. On en déduit les forces d'inertie approchées agissantes sur la coque. Pour cela on multiplie les poids corrigés par les amplitudes de leurs centres de gravité. On dresse alors le diagramme des moments fléchissants, dont on divise les ordonnées par celles des moments d'inertie résistants des sections transversales, et l'on obtient ainsi le diagramme des courbures. La ligne funiculaire de ce dernier diagramme donnera une nouvelle forme, très approchée, de la ligne des amplitudes, de laquelle on tracera le nouvel axe nodal. Si on le juge nécessaire, on dressera un nouveau diagramme des forces d'inertie, et l'on continuera ainsi de suite comme il a été dit au commencement de ce n° 5, jusqu'à ce que l'on ait obtenu deux lignes des amplitudes, consécutives, pratiquement identiques.

C'est ici le lieu de calculer le nombre des vibrations N de la coque, avec plus d'exactitude que ce que la formule (14) déjà citée ne puisse permettre. Il faut remarquer que les forces d'inertie ne sont pas simplement égales à $P'y$, mais que, d'après la (13'), ce produit $P'y$ doit encore être multiplié par $\frac{1}{g}\left(\frac{\pi N}{30}\right)^2$ ou, à peu près, par $\frac{N^2}{900}$. Cela revient à dire que la distance polaire λ de ces forces devrait être égale à la valeur réciproque de la fraction qui vient d'être écrite, c'est-à-dire elle devrait être égale à $\frac{900}{N^2}$. La valeur de

la distance polaire λ doit être estimée sur le dessin dans la même échelle de ses forces, qui sont celles d'inertie de la ligne des amplitudes.

Néanmoins, il ne suffit pas de mesurer cette distance polaire pour calculer N. Cela tient à ce que la longueur du navire, la somme $\sum P'$ des poids corrigés, et les moments d'inertie résistants des sections transversales auront été portés sur le dessin dans les échelles $\frac{1}{m}$; $\frac{1}{n}$; $\frac{1}{q}$; de la grandeur réelle qui aurait dû être respectivement mesurée en mètres, tonnes, mètres carrés multipliés par millimètres carrés.

La valeur que l'on doit attribuer à λ pour en déduire la valeur de N est dès lors égale à $\frac{mn}{q}$ fois celle qui est mesurée sur le dessin dans l'échelle des forces d'inertie.

Mais il ne faut pas perdre de vue que la deuxième distance polaire, c'est-à-dire celle de la courbe des amplitudes, devrait être égale au module E d'élasticité (tonnes par millimètres carrés, ce qui pour l'acier fait 20, terme moyen) estimé dans l'échelle de ses forces. Si, au lieu d'être égale à E, cette deuxième distance polaire était $\mu = \frac{E}{k}$, le nombre N des vibrations complètes à la seconde, calculé d'après ce qu'on vient de dire, serait

$$N = 30\sqrt{\frac{kq}{mn}\frac{1}{\lambda}}; \tag{18}$$

ou bien, par cela même que $\mu = \frac{E}{k}$,

$$N = 30\sqrt{\frac{q}{mn}\frac{E}{\lambda\mu}}. \tag{19}$$

Dans ces dernières formules les distances polaires λ et μ doivent s'estimer dans la même échelle de leurs forces.

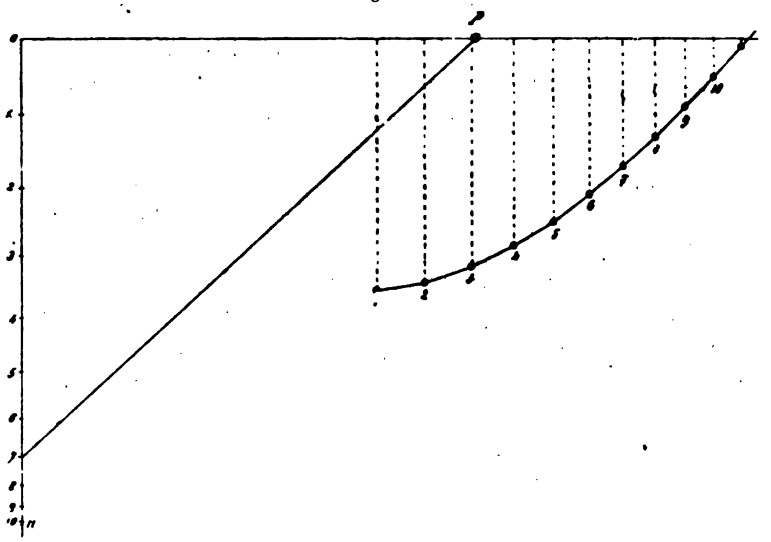
J'ai déjà appelé l'attention sur le fait que la solution que je viens d'exposer, du problème des vibrations, ne s'applique pas seulement aux navires, mais à quelque autre genre de vibration que ce soit, lors même que ces vibrations aient une nature tout à fait différente de celle que nous avons envisagée dans nos raisonnements.

Je ne saurais, par exemple, me passer de citer l'application qu'on peut en faire à la théorie du mouvement vibratoire de la matière.

On admet généralement, faute de mieux, que les ondes de vibration des particules matérielles qui forment les molécules soient sinusoïdales, et cela conduit à la conclusion que ces particules ne peuvent plus obéir à la loi de l'attraction universelle, suivant laquelle elles devraient s'attirer en raison directe des masses, et inverse des carrés des distances.

Il vaut mieux ne pas fixer d'avance la forme de la ligne des amplitudes, et la rechercher, d'après ce que l'on vient de dire. On peut la tracer très aisément avec le procédé dont je viens de rendre compte, et la figure 8 montre une telle courbe, obtenue graphiquement.

Fig. 8.



La droite 0, 1, 2, 3, ... est celle des forces de la ligne des amplitudes, qui dans ce cas est tout simplement relative à une corde éthérique, dont la tension horizontale est représentée par la distance polaire OP.

Les poids 1, 2, 3, ... de la ligne des amplitudes sont des points matériels s'attirant selon la loi de gravitation. Par exemple la tension, qui doit se vérifier dans le trait 78 de cette ligne, est mesurée par la longueur $\overline{P7}$ qui va du pôle de projection P au point 7 de la force $\overline{67}$, qui se trouve appliquée en 7, sur la ligne des amplitudes. Cette tension $\overline{P7}$, en vertu de la loi de l'attraction universelle, est croissante en raison inverse des carrés des distances analogues à celle $\overline{78}$, entre les deux points matériels 7 et 8 de la ligne des amplitudes.

Ces points matériels sont donc d'autant plus voisins, que la droite P7 est plus inclinée sur celle 0, 1, 2, 3, ... des forces. Il s'ensuit que deux points matériels sont plus proches l'un à l'autre dans les nœuds que dans les ventres, ou encore qu'il *y a une condensation de matière dans les nœuds.*

Cette condensation est d'autant plus forte, que l'inclinaison de la ligne des amplitudes dans les nœuds est plus grande, ou, ce qui est la même chose, que la tension de la corde est plus petite, ou bien encore, que le nombre des vibrations, et par conséquent la température, est moindre.

La matière des corps se trouve donc raréfiée dans les ventres et condensée dans les nœuds de l'espace.

Lorsque toutes les particules de matière sont assez éloignées pour ne pas se toucher, elles peuvent aisément être remplacées par d'autres qui surviennent, parce qu'il n'y a pas de frottement entre elles qui puisse empêcher cette substitution. Le corps est alors un gaz. Quant, au contraire, les particules deviennent trop voisines dans les nœuds, leur mouvement relatif est empêché. Si ce mouvement relatif peut encore se vérifier dans les ventres, on a un corps liquide. Mais si aussi dans les ventres les particules se touchent, elles ne peuvent plus se déplacer les unes par rapport aux autres, sans frottement, ce qui empêche un changementde position relative, et nous avons un corps solide.

Lorsqu'on diminue la température, la matière se condense de plus en plus dans les nœuds, de sorte que l'on obtient la liquéfaction des gaz et la solidification des liquides.

En appliquant le principe de d'Alembert à une longueur d'onde, nous obtenons la loi de Dulong et Petit, car le poids de matière existante dans cette longueur d'onde peut s'envisager comme le poids atomique du corps considéré, et la longueur moyenne des amplitudes, comme la chaleur spécifique du même corps.

Une augmentation de température fait éloigner des nœuds les particules matérielles, en les faisant répandre dans les ventres. Leur amplitude de vibration est alors augmentée, ce qui en augmente la chaleur spécifique. En effet, l'expérience montre que la chaleur spécifique augmente avec la température. Il peut se vérifier le cas que, dans un corps solide, il y ait de la matière en excès dans les nœuds, plus qu'il n'en faudrait pour l'équilibre. Cette matière étant sans mouvement n'empêche pas que le principe de d'Alembert soit vérifié pour les autres particules qui se meuvent. Elle n'infirme pas non plus la loi de l'attraction universelle, puisque toutes les particules se touchent. Mais la loi de Dulong et Petit est alors en défaut, car le poids atomique est supérieur au poids de la matière en mouvement. C'est le cas du carbone, du bore, du silicium et du bérile. Dans ces corps qui, en effet, sont solides, comme notre théorie demande, le produit du poids atomique par la chaleur spécifique est inférieur à la valeur moyenne de la loi de Dulong et Petit.

En augmentant la température de ces corps, la matière se détache des nœuds pour prendre place dans les ventres, tandis que toutes les particules restent toujours en contact immédiat, en vertu de la gravitation, tant qu'il y a un excès de matière dans les nœuds.

On ne peut donc pas avoir la liquéfaction, jusqu'à ce qu'il existe un excès de matière inerte dans les nœuds, c'est-à-dire tant que ces corps ne suivent pas la loi de Dulong et Petit. En effet, tous les corps dont on vient de parler obéissent à cette loi avant de passer à l'état de fusion. Le carbone ne peut pas se fondre aux températures dont nous disposons, mais il n'obéit pas moins à la loi de Dulong et Petit aux températures supérieures à 600° C.

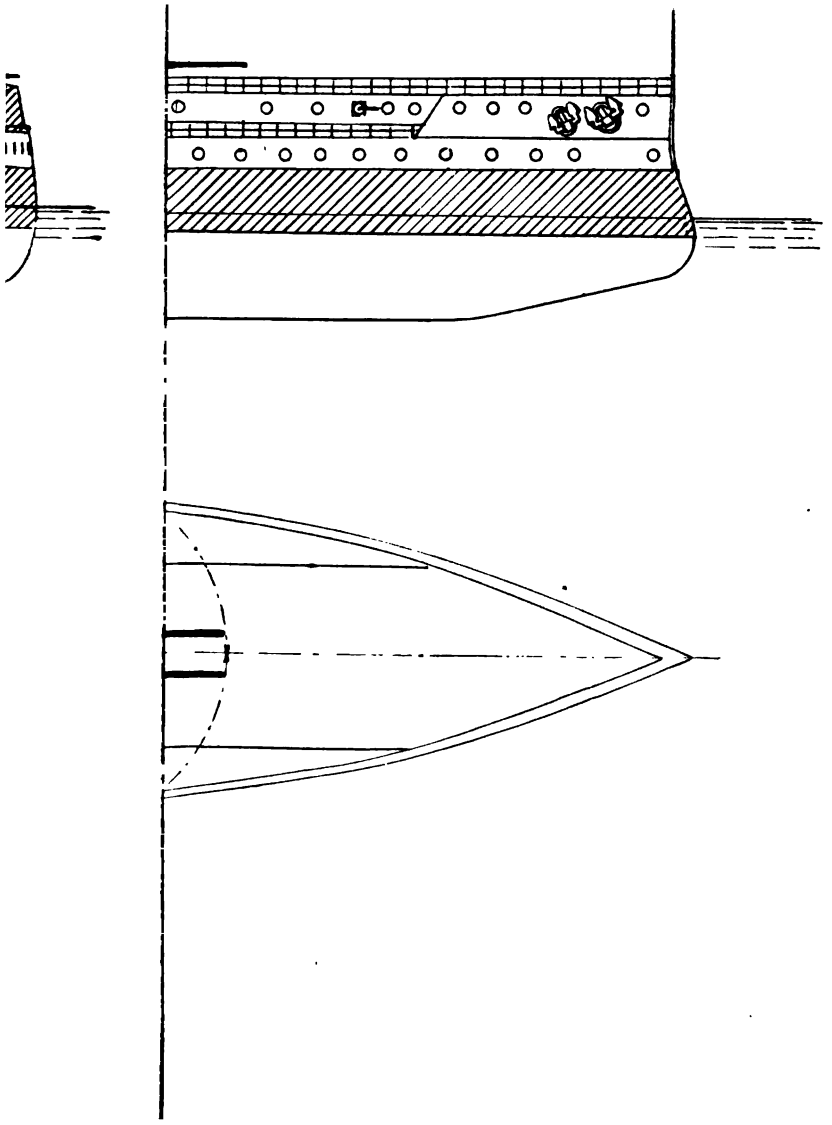
Dans ces corps, qui n'obéissent pas à la loi de Dulong et Petit, la matière se

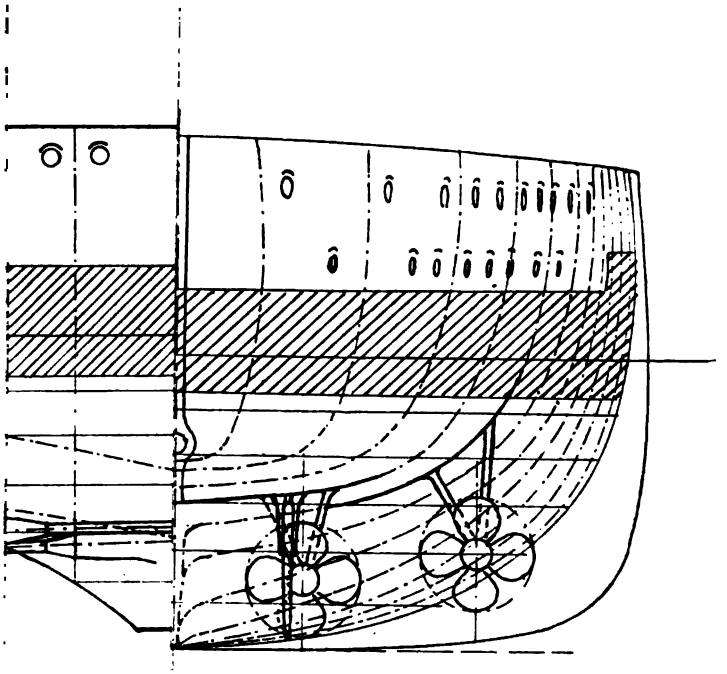
trouve donc en partie inerte dans les nœuds, et elle ne saurait être confondue avec l'ordinaire matière solide, qui est en mouvement. C'est un état spécial de la matière, partiellement en repos, qu'on pourrait par exemple nommer *état nodal,* pour rappeler qu'il y a un excès de condensation dans les nœuds. Il se peut fort bien que ce fait soit général pour tous les corps, lorsque leur température diminue suffisamment. Cet état nodal est du reste le seul état possible de la matière, à la température du zéro absolu.

Toutes ces déductions mériteraient un mémoire à elles seules, mais ce n'est pas ici le lieu de le faire.

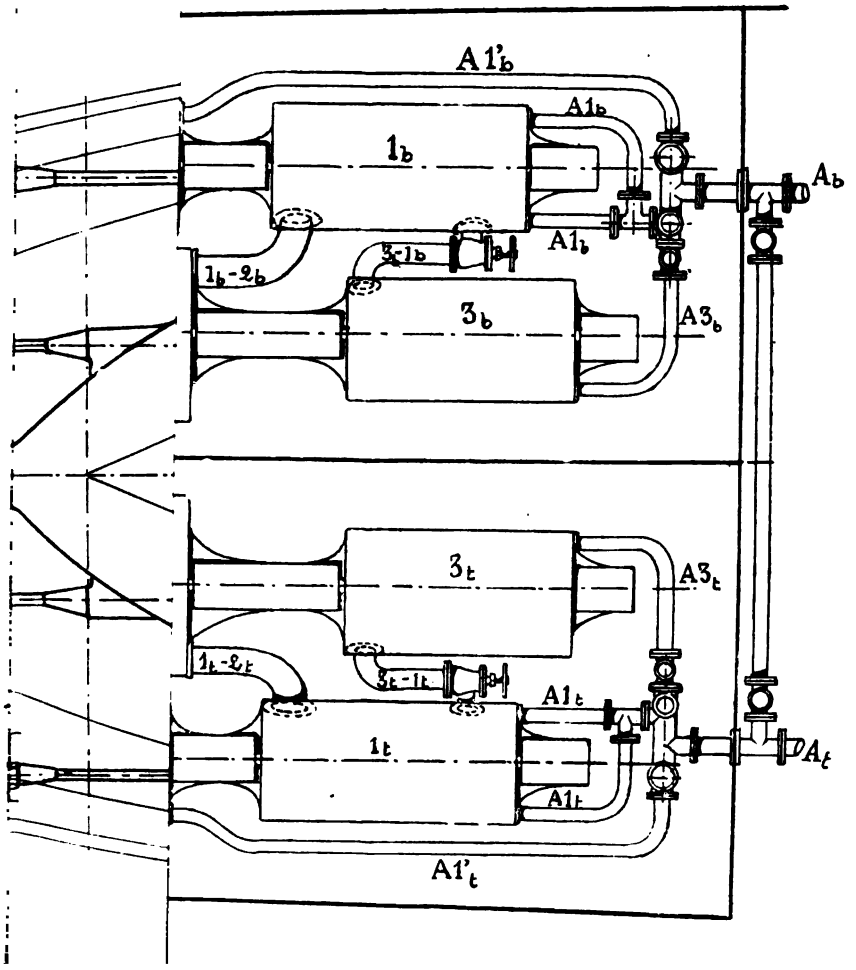
L'espace ne me permet pas non plus de continuer sur cet argument.

Il me semble toutefois avoir montré que la solution générale dont je viens de rendre compte, du problème des vibrations, est une puissante et nouvelle ressource, non seulement dans les cas des oscillations sensibles, mais encore dans toutes les applications aux phénomènes physiques et chimiques, qui sont interprétés en Science comme phénomènes de mouvement vibratoire.

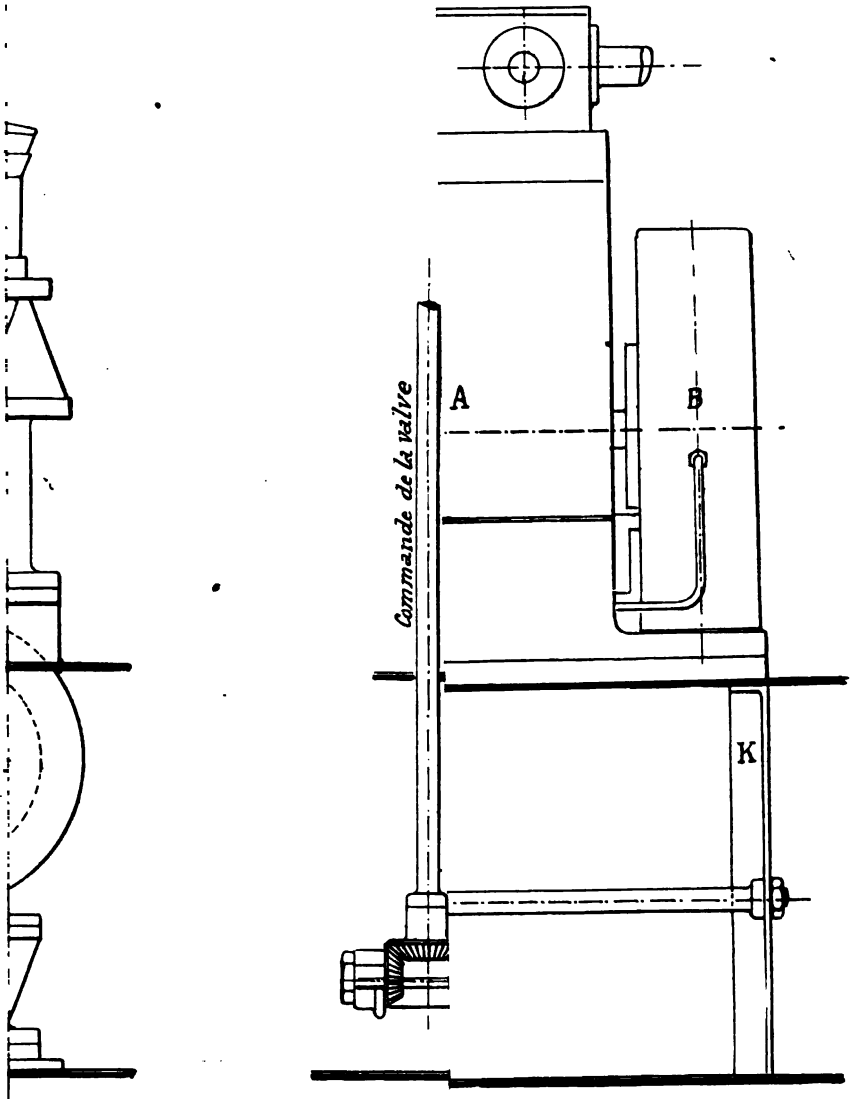




des turbines.



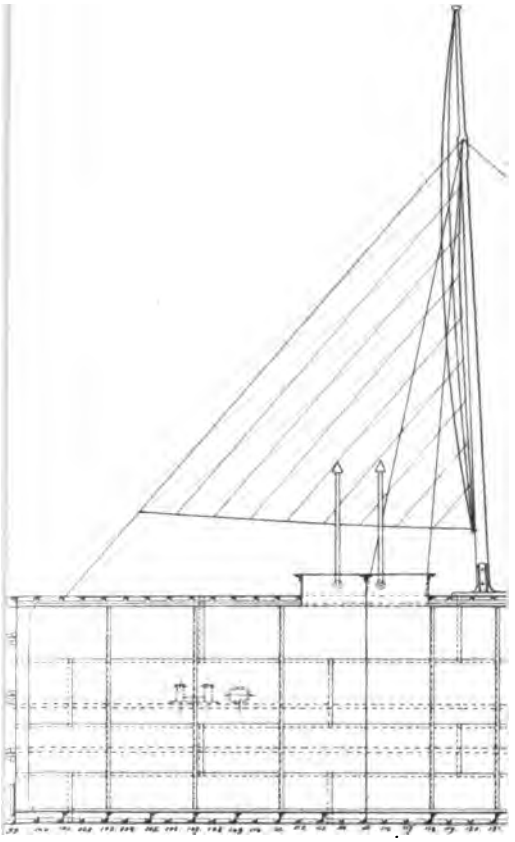
Le Dreadnought. —

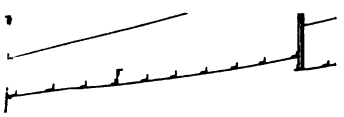


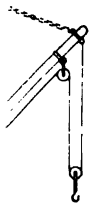
LÉGEN

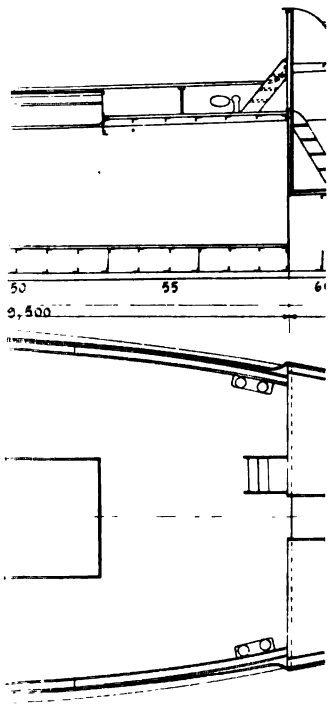
A Moteur du compresseur à air.
B Compresseur d'air.
C Trémie.
D Broyeur.
E Tambour rotatif.
F Vanne interruptrice.

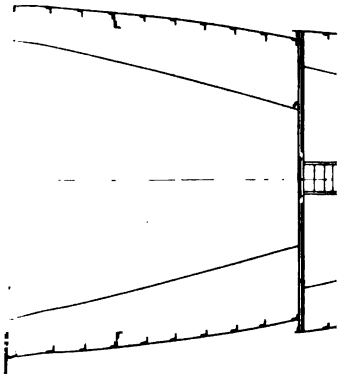
.int-Pétersbourg
ente



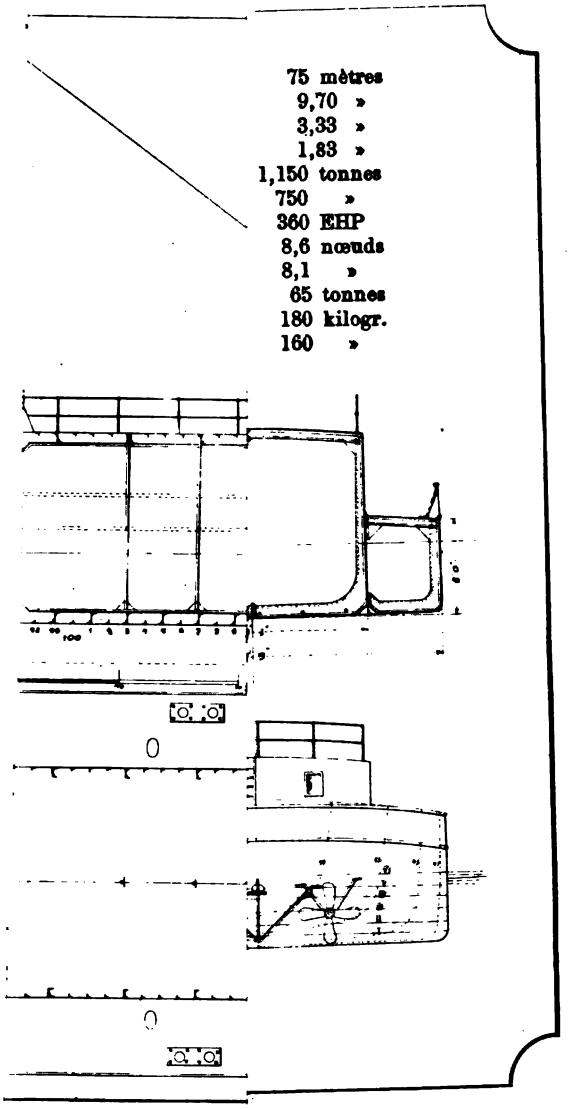


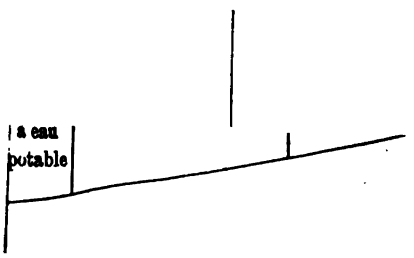



50
55
9,500

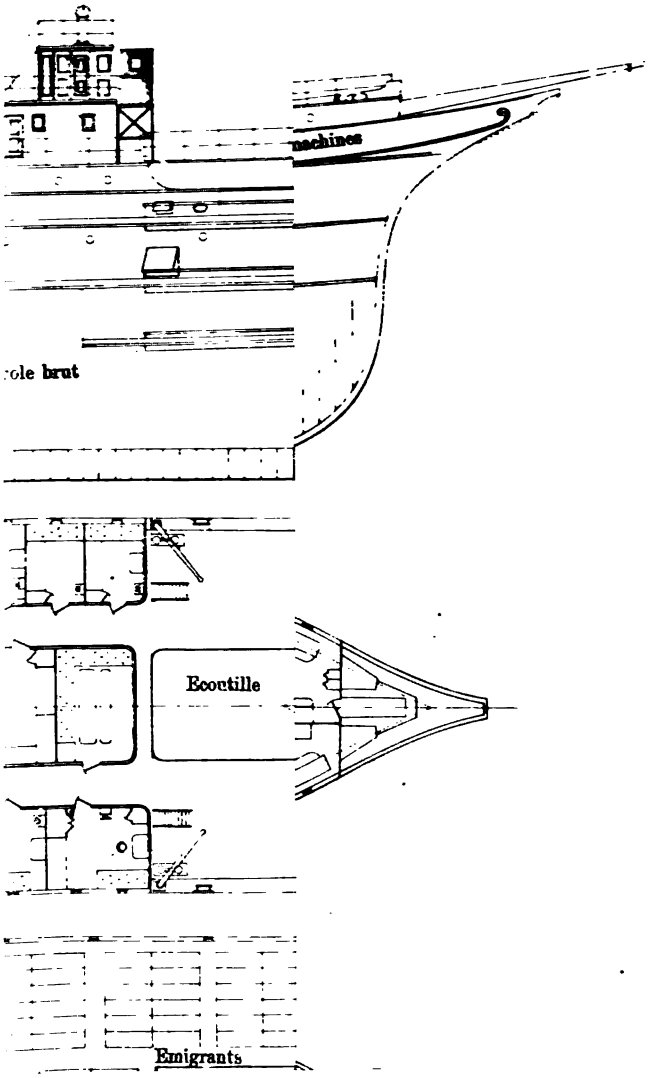


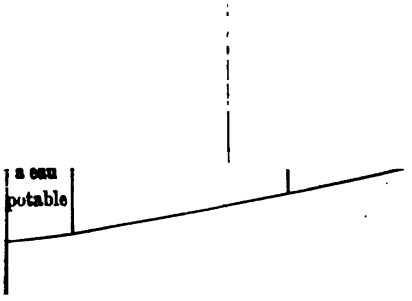
frères, à Saint-Pét
EL PROPOSTO »



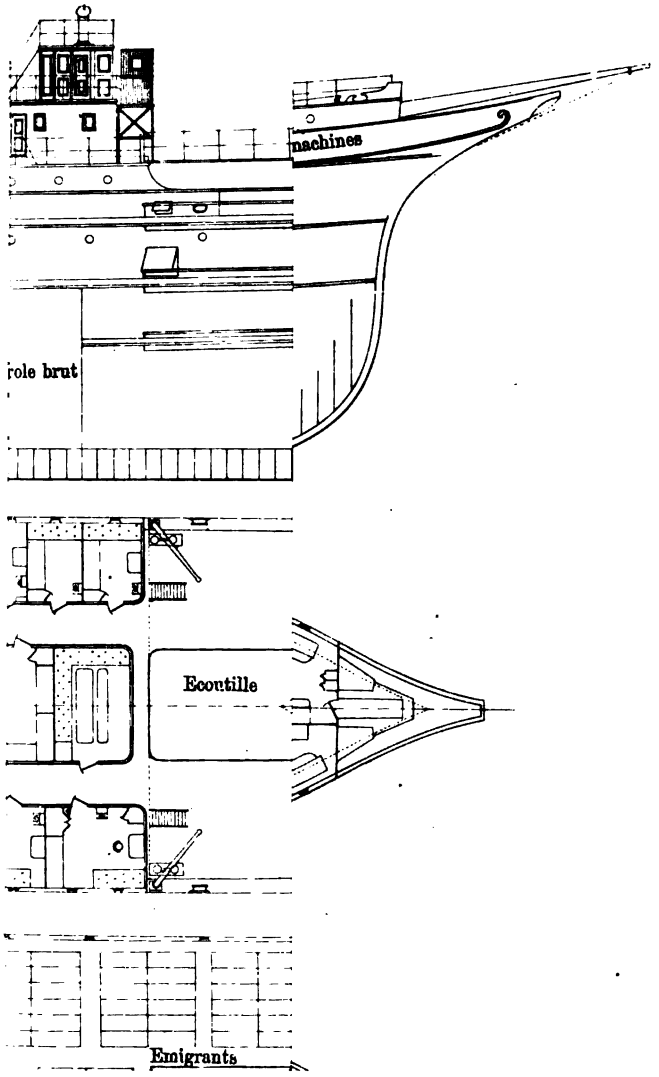


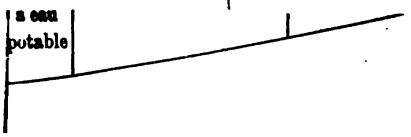
.e • DIESEL-DEL PROP





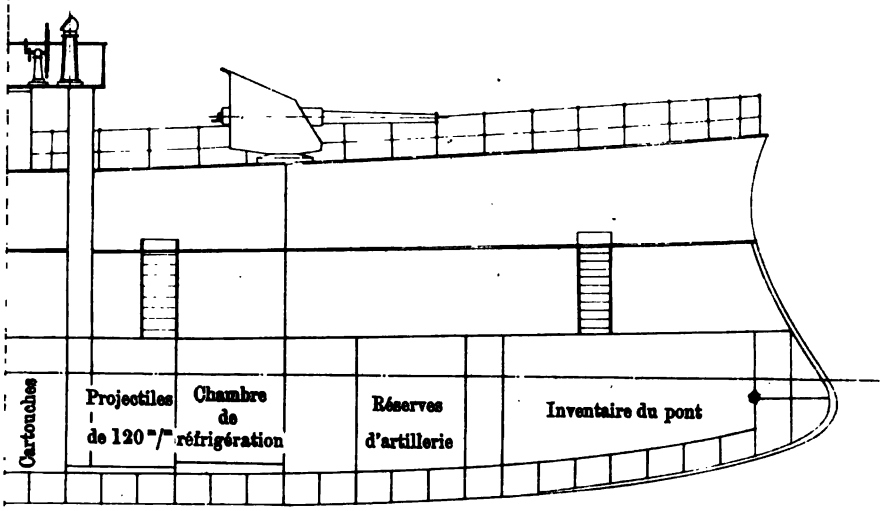
le « DIESEL-DEL PROF

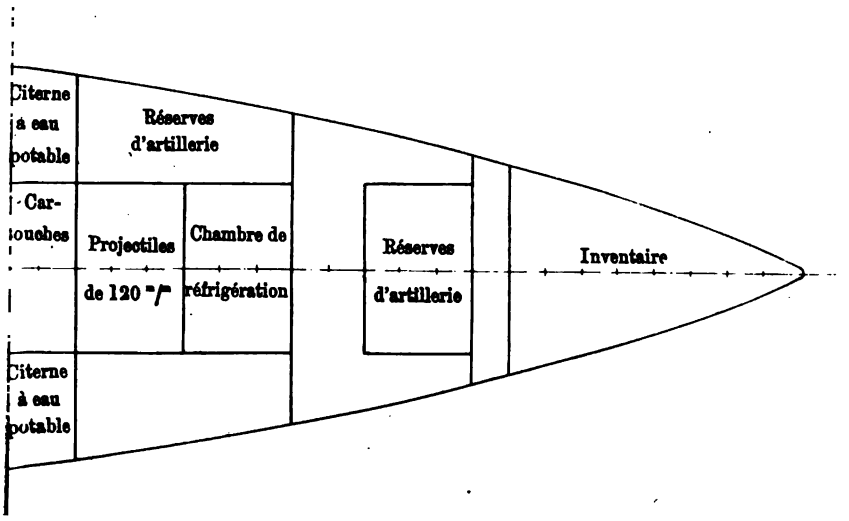




ÉLÉMENTS DES MÉCANISMES :

Diamètre des cylindres	500	m/m
Course des pistons.	540	»
Nombre de tours par minute	230	
Puissance normale de chaque machine .	600	EHP
Poids des deux machines « DIESEL ». .	80	tonnes
Puissance de la dynamo	400	EHP
Puissance de l'électromoteur	400	»
Poids des installations électriques. . .	108	tonnes
Poids des deux embrayages.	4	»
Poids des propulseurs et des arbres . .	24	»
Poids total des installations mécaniques .	216	»
Poids par EHP	180	kilogr.
Poids par IHP	160	»





LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DIX-SEPT PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (Année 1890).

1. Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
2. Influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. Hauser, Ingénieur de la Marine.
3. Cuirassés de croisière, par M. Lisbonne, Vice-Président.
4. Étude sur la résistance de l'acier, par M. Cuizinier, Inspecteur du Bureau Veritas.
5. Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. Lisbonne, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (Année 1891).

6. De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. de Maupeou d'Ableiges, Ingénieur de la Marine.
7. De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression, et des moyens de l'égaliser, par M. J. Auscher, Ingénieur de la Marine.
8. Étude du système de distribution Marshall, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.
9. Étude sur la résistance des carènes, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
10. Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
11. Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.
12. Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
13. Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (Année 1892).

14. Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions, et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

15. Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. Drzewiecki, Ingénieur.
16. Note relative à une méthode nouvelle pour le calcul des carènes inclinées, par M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
17. Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. de Reffye, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
18. Description d'un sharpee de 9t,5 de déplacement, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.
19. Théorie des propulseurs, par MM. Pollard et Dudebout, Ingénieurs de la Marine.
20. Sur quelques principes de Mécanique graphique applicables aux machines marines, par M. Marbec, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (Année 1893).

21. Des conditions de marche des navires, à petite vitesse, par M. E. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
22. Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés, dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie Générale Transatlantique, par M. V. Daymard, Vice-Président.
23. Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. Weyl.
24. Note sur les travaux de déglaçage dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. Dibos, Ingénieur.
25. Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
26. Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
27. Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. de Maupeou d'Ableiges, Directeur des Constructions navales.
28. Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. Le Cour Grandmaison, Ancien Député.
29. Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
30. Études de géométrie des carènes, par M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
31. Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. Croneau, Professeur à l'École du Génie maritime.
32. Le Congrès international maritime de Londres, par M. Muller.
33. De l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (Année 1894).

34. Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
35. Observations sur les foyers des chaudières marines, par M. V. Daymard, Vice-Président.
36. Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. Risbec, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries Maritimes.

37. Étude sur la fatigue des navires, par M. L. Vivet, Ingénieur civil des Constructions navales.
38. Les effets de la loi sur la Marine marchande Italienne, par M. Muller, Capitaine au long cours.
39. De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. Dibos, Ingénieur.
40. Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage de fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. Dibos, Ingénieur.
41. Application de la bouée-espar au jaugeage des cours d'eau, par M. Lecointe, Ingénieur en chef de la Marine Belge.
42. L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. Merveilleux du Vignaux, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (Année 1895).

43. Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. Barba, Ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.
44. Le problème de la vitesse, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
45. Formes à donner aux carènes des bâtiments à grande vitesse, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.
46. Les résultats de la loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. Muller, Capitaine au long cours.
47. Variation de pas produite sur une hélice par la rotation des ailes dans leur moyeu, par M. Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
48. La bataille de Yalu, et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
49. La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. Croneau, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
50. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
51. Applications de la turbine de Laval à la Marine, par M. Sciama, Directeur de la Maison Bréguet.
52. Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
53. Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
54. Recherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. Pierrard, Ingénieur de la Marine Belge.
55. Notes sur les fils et sur les câbles métalliques, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
56. Note sur les charrues à glace, par M. Dibos, Ingénieur.
57. Observations sur la façon dont l'aluminium s'est comporté dans les diverses applications qui en ont été faites à la construction navale, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 7 (Année 1896).

58. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
59. De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par M. P. Duhem, Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

60. Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. Pollard, Ingénieur de la Marine.
61. Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. de Courville, Ingénieur de la Marine.
62. Note sur une transformation de machine compound à 5^{kg} en machine compound à 12^{kg}, par M. d'Allest, Directeur des Ateliers Fraissinet.
63. Sur la guerre maritime, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
64. Développement des navires de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. Leflaive, Ingénieur de la Marine.
65. Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûte, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
66. Derelicts, par M. Dibos, Ingénieur.
67. La Terminologie maritime, par M. Muller, Capitaine au long cours.
68. Considérations et données concernant les bouilleurs, par M. Gayde, Ingénieur de la Marine.
69. Note sur la chaudière Niclausse, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
70. Les nouveaux générateurs Belleville, par M. Godard, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.
71. Étude concernant certains aciers spéciaux, par M. Abraham, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 8 (Année 1897).

72. Position d'équilibre des navires sur la houle, par M. Bertin.
73. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
74. Note au sujet d'expériences de perçage, par M. Maugas, Ingénieur des Constructions navales.
75. Montage des machines marines, par M. Moritz, Ingénieur des Constructions navales.
76. Formules pratiques déterminant le travail à développer par les appareils moteurs du navire, par M. Vechkourtzoff, Ingénieur de la Marine russe.
77. Influence de la profondeur de l'eau sur la vitesse des navires, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
78. Expériences dynamométriques effectuées pendant les essais de giration du *Cassini*, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
79. Note sur les conditions de recette de l'aluminium, par M. Besson, Ingénieur des Constructions navales.
80. Étude sur la pêche à vapeur, et sur la substitution de moteurs à pétrole aux machines actuelles, par M. Dubar, Directeur des chantiers Cail, à Saint-Denis.

VOLUME N° 9 (Année 1898).

81. Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
82. Étude de la vaporisation dans les chaudières, par le même auteur.
83. Note au sujet des matériaux de construction en acier mi-dur employés sur le *Henri-IV*, par M. Moissenet, Ingénieur des Constructions navales.
84. Sur les formes des carènes des bâtiments rapides, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.

85. Essais d'expériences sur la résistance des carènes, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
86. Étude sur les arbres à manivelles des machines marines, par M. Simonot, Ingénieur des Constructions navales.
87. Quelques observations sur la construction des navires à voiles, leur mâture, leur gréement, par M. Wilkinson.
88. Étude expérimentale sur les vibrations dues aux machines marines, par M. Pinczon, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
89. Considérations sur le jaugeage des navires, par M. Muller.
90. De la transformation des chalands pétroliers en chalands automobiles à citernes indépendantes, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 10 (Année 1899).

91. Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
92. Nouvelle méthode pour la détermination des centres de carène (méthode des flottaisons isoaires). — Considérations sur l'emploi pratique de la développée métacentrique différentielle, par M. L. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
93. Sur une méthode de calcul des carènes inclinées, par M. L. Ravier, Ingénieur de la Marine.
94. Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. Leparmentier, Contremaître des Constructions navales.
95. Essais récents de croiseurs anglais, par M. Piaud, Ingénieur de la Marine.
96. Chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
97. Perfectionnements successifs apportés aux chaudières multitubulaires à petits tubes, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
98. Description d'un nouveau type de chaudière multitubulaire, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
99. Application du diagramme entropique à l'étude du fonctionnement économique des machines à vapeur à expansion multiple, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
100. Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
101. Du calcul des ventilateurs et de leur installation à bord des navires de guerre, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
102. Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort, par M. E. Colinet, Élève de l'École du Génie maritime.
103. Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles et la suppression des couvre-joints des abouts, par M. Le Go, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
104. Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures, par M. Simonot, Ingénieur de la Marine.
105. Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
106. Nouvel outillage portatif pour le perçage sur les navires en construction, par M. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
107. Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers, par M. Ravier, Ingénieur de la Marine.

108. Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre, par M. Woodward, Ingénieur de la Marine des États-Unis.

109. Relèvement optique des objets immergés, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 11 (Année 1900).

110. Discours prononcé à l'ouverture du Congrès d'Architecture et de Construction navales, par M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Président de la Commission d'organisation.

111. Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer, dispositions propres à prévenir le chavirement, par M. Bertin, Directeur du Génie maritime.

112. Note sur une application de la théorie de la stabilité à angles finis, par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Néerlandaise.

113. Note sur un nouvel appareil de calcul : *L'exposant-mètre totalisateur.* Application au calcul des carènes inclinées, par M. Bonnet, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

114. Nouvelles recherches sur la résistance des carènes et le fonctionnement des bateaux, par M. Haack, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

115. Note sur la résistance au mouvement d'un navire, lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur ou de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant, par M. Giuseppe Rota, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.

116. Formules pratiques pour le mouvement du navire, par M. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe.

117. Contribution à la théorie des hélices propulsives, par M. Rateau, Ingénieur des Mines.

118. Des hélices propulsives, par M. Stéphane Drzewiecki, Ingénieur.

119. Adoption d'un système rationnel d'unités dans les questions de construction navale, par M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.

120. Unification des résultats des calculs de navires, par M. Biles, Professeur d'Architecture Navale à l'Université de Glasgow.

121. Les cuirassés-croiseurs, les destroyers-estafettes et les torpilleurs sous-marins. Les trois fusions futures, par M. le Colonel Vittorio-E. Cuniberti, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.

122. Le navire de combat de l'avenir, par MM. F.-C. Goodall, M. I. N. A., et M. A.-C. Holzappel.

123. Note sur l'application des lois sur le jaugeage des navires en divers pays, par M. Isakson, Inspecteur du Lloyd's Register, Membre de l'Institution des Naval Architects.

124. Compte rendu des expériences faites sur un générateur Niclausse spécialement construit par la Société des générateurs inexplosibles, brevets Niclausse, pour déterminer, aux différentes allures de combustion, la vaporisation de chacun des étages de tubes. Déduction de quelques considérations pouvant être utilement appliquées à l'étude et à la construction des générateurs multitubulaires, par M. Dugé de Bernonville, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des ateliers J. et A. Niclausse.

125. Étude sur les chaudières, par M. Montupet, Ingénieur-Constructeur.

126. Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs *Hansa* et *Vineta* de la Marine Allemande, par M. G. Berling, Marinebaumeister, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

127. Des vibrations des vapeurs, par M. Otto Schlick.
128. Propulsion des navires par disques avec mouvement rectiligne alternatif et transmission par bandes métalliques, par M. Garin y Sociats, Capitaine de vaisseau de la Marine Espagnole, Général de la Armada.
129. Fatigue des tuyautages de vapeur produite par leur dilatation à chaud, par M. Simonot, Ingénieur du Génie maritime.
130. Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
131. Protection des carènes de navires contre l'attaque des torpilles automobiles et l'action de l'éperon, et changement possible des formes et des proportions des navires de guerre pour assurer cette protection, par M. E.-E. Goulaieff, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe.
132. Mémoire sur un type nouveau de navire sans tangage et sans roulis, inchavirable et insubmersible après abordage, par M. Turc, Lieutenant de vaisseau.
133. Construction des vapeurs pétroliers en Suède, par M. Hugo-G. Hammar, Ingénieur des Constructions navales.
134. Bateaux-feux et vapeurs d'inspection du Service des phares des États-Unis, par M. Walfrid Sylven, Ingénieur du Lighthouse Board.
135. Les installations électriques à l'arsenal de Lisbonne et à bord du croiseur *Rainha Dª Amelia*, par M. Croneau, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne
136. Note sur le renflouage, par M. David-W. Noakes, Ingénieur.
137. Le dock flottant comme auxiliaire d'un navire de guerre, par M. Lyonel Clark.
138. Apparaux de manœuvre et de fixation des remorques en fil d'acier, par M. Moissenet, Ingénieur en chef de la Marine.
139. Écrans hydrauliques, par M. Dibos, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.
140. De l'Architecture navale considérée au point de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce, par M. Théodore-V.-S. Angier, Associé de l'Institution des Naval Architects.
141. Description du chantier de Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Company, par M. M.-S. Chace, Ingénieur civil des Constructions navales.

VOLUME N° 12 (Année 1901).

142. Quelques remarques sur les courbes différentielles et intégrales. Étude de ces courbes en coordonnées polaires, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
143. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse (suite et fin), par M. A. Kriloff, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Pétersbourg.
144. Sur les avantages que présente, pour les navires de guerre, la combinaison d'une faible acuité et d'une grande surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
145. Au sujet de la surface propulsive d'une hélice, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'arsenal de Fou-Tchéou..
146. Du choix des éléments déterminant les hélices et permettant leur facile comparaison entre elles, par M. S. Drzewiecki, Ingénieur.
147. Note sur des essais d'hélice effectués sur les contre-torpilleurs *Dunois* et *Lahire*, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
148. Chaudière marine du système Solignac et Grille, par MM. Solignac et Grille, Ingénieurs-Constructeurs.
149. Note sur le moteur à vapeur de M. le Comte de Chardonnet.

150. Sur la détermination des forces d'inertie dans les machines alternatives, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.
151. Note sur l'installation des lignes d'arbres dans les embarcations rapides a pétrole, par M. A. Tellier fils, Ingénieur-Constructeur.
152. Disperseur de brouillard (fog disperser), par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.
153. Note sur les projecteurs-signaleurs électriques de la malle française entre Calais et Douvres, par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 13 (Année 1902).

154. Note sur l'importance du rôle de la vitesse des cuirassés pendant le combat, par M. Houette, Capitaine de vaisseau.
155. Compte rendu d'expériences faites au moyen d'un pendule hydraulique, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
156. Contribution à l'étude du relèvement optique des épaves et navires coulés ou immergés, par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Expert maritime, Lauréat de l'Institut.
157. Surface efficace, surface nuisible et coefficient d'efficacité d'une hélice, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Fou-Tchéou.
158. Formules pratiques sur la giration du navire (Extrait des travaux de M. B. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe), par M. N. Afanassief, Ingénieur de la Marine militaire Russe.
159. Sur la solidité des navires très rapides, par M. J.-A. Normand.
160. Étude sur la vapeur d'eau surchauffée, par M. J. Boulvin, Professeur à l'Université de Gand.
161. Le chauffage des chaudières au naphte en Russie, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
162. Expériences relatives au mouvement des arbres des machines marines, par M. Castelnau, Ingénieur principal de la Marine.
163. Étude sur l'irrégularité du mouvement de rotation des machines marines, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.
164. Note sur le perçage à terre, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
165. Stabilité et aire de la surface développée. Méthode purement analytique, proposée pour le calcul des centres de carène d'un navire incliné, et de l'aire de la surface développée, par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Hollandaise, en retraite.
166. Application des turbines à vapeur à la propulsion des navires, par M. A. Rateau, Ingénieur des Mines.
167. Le roulis des navires sur houle déterminé expérimentalement au moyen de navi-pendules, par M. G. Russo, Ingénieur du Génie naval Italien.
168. Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables, par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges, Directeur du Génie maritime.

VOLUME N° 14 (Année 1903).

169. Quelques remarques au sujet des points d'indifférence sur l'assiette dans les navires, par M. Scribanti, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École Royale Navale Supérieure de Gênes.

170. Les théories du choc et l'expérience, par M. le Comte de MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
171. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.
172. Vitesses progressives du navire, par M. B. AFONASSIEF, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques de la Marine Impériale Russe.
173. Note sur le perçage à l'atelier, par M. MAUGAS, Ingénieur en chef de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime.
174. Contribution à l'amélioration des générateurs marins à tubes d'eau, par M. DUCHESNE, Ingénieur.
175. Les turbines à vapeur, et spécialement les turbines Parsons. Leur application à la propulsion des navires, par M. HART, Ingénieur au Chemin de fer du Nord.
176. Étude sur la consommation des turbines à vapeur, application aux navires à grande vitesse, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
177. Étude sur les appareils de condensation des machines marines, par M. LELONG, Ingénieur principal de la Marine.
178. Note sur le sens de rotation des hélices, sur les navires à deux hélices, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
179. Détermination des éléments d'un propulseur hélicoïdal, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
180. Dispositions intéressantes dans le tracé des plus grands navires à passagers et à marchandises d'Amérique, par M. WILLIAM-A. FAIRBURN, Ingénieur naval et Ingénieur mécanicien.
181. Sur un type spécial de navires destinés au transport des grains ou du minerai de fer sur les grands lacs de l'Amérique du Nord, par M. W.-F. DURAND, Professeur de machines marines à l'Université Cornell.
182. Formules pour l'établissement d'un projet de cargo-boat, par M. ALEX. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales.
183. Note sur la construction et l'échantillonnage des navires destinés à la navigation intérieure, par M. BERLHE DE BERLHE, Ingénieur du Bureau Veritas.
184. Sur les bateaux porte-trains, par M. L. RAVIER, Ancien Ingénieur du Génie maritime.
185. Réflexions sur l'importance tactique de la vitesse des cuirassés, par M. BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau.
186. Utilisation du télégraphe sans fil. Navigation transatlantique. Abordages, par M. BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau.
187. Application de l'acétylène à l'éclairage des phares et bouées, par M. ARMAND JANET, Ancien Ingénieur de la Marine.
188. Compte rendu d'un voyage dans la Grande-Bretagne, par M. ALEX. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales, titulaire d'une bourse de voyage (Fondation CANET).

VOLUME N° 15 (ANNÉE 1904).

189. Note sur le travail des matériaux d'acier pour la construction des navires, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
190. Note sur un acier à haute teneur de nickel, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
191. Mémoire sur la détermination des angles de calage des machines à quatre manivelles, par M. DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.

192. Emploi des moteurs à explosion pour la propulsion des navires, par M. Georges Ville.

193. Sur la difficulté de combiner le rendement économique des chaudières avec leur sécurité de fonctionnement, par M. C.-E. Stromeyer, Ingénieur en chef de la « Manchester Steam Users Association ».

194. Contribution à l'étude de la cavitation des hélices, par M. Brosser, Ingénieur en chef de la Marine.

195. Sens de rotation des machines sur les navires à trois hélices, par M. Brosser, Ingénieur en chef de la Marine.

196. Étude sur les vibrations des navires, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.

197. Étude sur la transmission des sons émis dans l'eau, et son application à un système de signal maritime sous-marin, par M. Émile de Meulemeester.

198. Étude graphique du coup d'aviron en canoë, par MM. les Drs Lefeuvre et Paillotte.

199. Le paquebot à turbines « *The Queen* », par M. Hart, Ingénieur attaché au Service maritime du Chemin de fer du Nord.

200. Note sur les canots automobiles à grande vitesse, par M. Alphonse Tellier, Ingénieur civil.

201. Étude géométrique sur diverses surfaces propulsives par rotation comparées à l'hélicoïde gauche ordinaire, par M. V. Daymard, Ancien Ingénieur de la Marine.

202. Déformations des solides sous l'action de forces parallèles, par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges, Directeur du Génie maritime.

203. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. Van Meerten, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite

VOLUME N° 16 (Année 1905).

204. Note sur les essais d'une chaudière Solignac-Grille, par M. Hart, Ingénieur des Services maritimes du Chemin de fer du Nord.

205. Sur la souplesse de manœuvre des machines marines, par M. Lelong, Ingénieur principal du Génie maritime.

206. Étude sur les condenseurs à surface. Calcul rationnel de ces appareils, par M. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.

207. Théorie élémentaire de l'écoulement des gaz et des vapeurs saturées dans les turbines, par M. Danis, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.

208. Note sur les essais des croiseurs Anglais de troisième classe à turbines et à machines alternatives, par M. Hart, Ingénieur des Services maritimes du Chemin de fer du Nord.

209. Note concernant le torpilleur n° 294, mû par turbines Bréguet à disques de Laval, par M. Delaporte, Directeur des Ateliers de Paris de la maison Bréguet.

210. Note sur la consommation à puissance très réduite des torpilleurs et contre-torpilleurs, par M. Delaporte, Directeur des Ateliers de Paris de la maison Bréguet.

211. Des difficultés spéciales à l'accouplement direct des hélices avec les turbines à vapeur sur les navires, par M. Brosser, Ingénieur en chef du Génie maritime.

212. Doubles hélices contre triples hélices, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef du Génie maritime.

213. Note sur un bateau glisseur, par M. le Comte DE LAMBERT.
214. Quelques réflexions sur le meeting de Monaco, par M. TELLIER fils.
215. Note sur la protection des navires contre les torpilles automobiles, par M. BERTIN, Directeur du Génie maritime, Membre de l'Institut
216. Quelques mots sur la guerre Russo-Japonaise au point de vue de la Marine, par M. FERRAND, Ingénieur en chef du Génie maritime.
217. Contribution à l'étude des efforts tranchants et des moments fléchissants dans les coques de navires, par M. SCRIBANTI, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur de l'École Royale navale Supérieure de Gênes.
218. Étude sur le martelage et le rivetage, par M. le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
219. Méthode générale et pratique pour le calcul des pièces courbes, par M. ÉTIENNE COLINET, Ingénieur de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
220. Nouvelle contribution à l'étude de la dispersion artificielle du brouillard. Emploi de l'électricité, par M. DIBOS, Ingénieur maritime, lauréat de l'Académie des Sciences (Institut de France).
221. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions (suite), par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

VOLUME N° 17 (ANNÉE 1906).

222. Stabilité d'un flotteur cylindrique sous les grands angles d'inclinaison, influence de la hauteur d'œuvres mortes, par M. E.-L. BERTIN, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Membre de l'Institut.
223. Théorème sur le métacentre différentiel, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef du Génie maritime.
224. Contribution à l'étude de la fragilité des métaux. Critique de l'épreuve du choc, par M. BROSSER, Ingénieur en chef du Génie maritime.
225. Une expérience de choc, par le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
226. Remarques sur l'étude expérimentale de la circulation dans les générateurs à vapeur, par M. EMANAUD, Ancien Élève de l'École Polytechnique.
227. Note sur la détermination des dimensions principales des turbines marines. (Suite d'une « Note sur l'écoulement des gaz et des vapeurs saturées »), par M. J. DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
228. La surchauffe dans la Marine. Distribution par soupapes commandées, système Lentz, par M. GODARD, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur général des Ateliers et Chantiers de Saint-Nazaire (Penhoët).
229. Les paquebots du Midland Railway, par M. HART, Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.
230. Résistance à la rotation des propulseurs dans les navires à trois hélices. Résistance de l'hélice d'un remorqueur. Une anomalie apparente de nos formules ordinaires, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef de 1re classe du Génie maritime.
231. Note sur la résistance de l'hélice centrale des navires à trois hélices, par M. BEAUSIRE, Ingénieur de la Marine, professeur à l'École d'Application du Génie maritime.
232. Note sur les hélices. Calcul de la résistance à la rotation, par M. A. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales.
233. Note sur le changement des roues des paquebots *Le Nord* et *Le Pas-de-Calais*,

par M. Hart, Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.

234. Canots automobiles, par M. Alphonse Tellier, Ingénieur-Constructeur.

235. De la grandeur absolue des cuirassés d'escadre, en fonction de la vitesse, par M. J.-A. Normand.

236. Les navires de guerre en construction aux États-Unis, par M. Henry Williams, Ingénieur de la Marine des États-Unis.

237. Les navires de combat pendant la guerre Russo-Japonaise, par M. C. Ferrand, Ingénieur en chef du Génie maritime.

238. De la diversité des calibres des pièces de marine, par M. Paul Cloarec, Directeur de la Ligue Maritime Française.

239. Le feu en vase clos, par M. l'abbé Noguier de Malijay.

240. Formules relatives à l'écoulement de la vapeur d'eau, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.

241. Note sur la chaleur spécifique de l'eau, son entropie et celle de sa vapeur, par M. Van Meerten, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

242. Compte rendu d'un voyage d'études en Allemagne (juin-juillet 1906), par M. Ledieu, Ingénieur civil des Constructions navales, titulaire d'une bourse de voyage (Fondation Canet).

INDEX DES NOMS DES AUTEURS DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DIX-SEPT PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

ABRAHAM, 71.
AFONASSIEF, 76, 116, 158, 17
ALHEILIG, 9, 1
ALLEST (D'), 62.
ANGIER, 140.
AUROUS, 11, 18, 45.
AUSCHER, 7.

BARBA, 43.
BASSETTI, 142, 155, 182, 188, 206, 232.
BÉARD DU DÉZERT, 185, 186.
BEAUSIRE, 231.
BERLHE DE BERLHE, 183.
BERLING, 126.
BERTIN, 72, 111, 215, 222.
BESSON, 79.
BILES, 120.
BONNET, 113.
BOULVIN, 160.
BRILLIÉ, 81, 82, 97, 98.
BROSSER, 176, 179, 194, 195, 211, 224.
BUSSY (DE), 110.

CASTELNAU, 162.
CHACE, 141.
CHARDONNET (Comte DE), 149.
CLARK, 137.
CLOAREC, 238.
COLINET, 102, 219.
COURVILLE (DE), 61.
CRONEAU, 31, 49, 135.
CUIZINIER, 4.
CUNIBERTI, 121.

DANIS, 191, 207, 227.
DAYMARD, 22, 35, 47, 201.
DELAPORTE, 209, 210.
DIBOS, 24, 39, 40, 56, 66, 90, 100, 130, 152, 153, 156, 220.
DOYÈRE, 16, 30, 105, 130, 145, 157, 223, 230, 240.
DRZEWIECKI, 15, 118, 146.
DUBAR, 80.
DUCHESNE, 55, 69, 174.
DUDEBOUT, 19.
DUGÉ DE BERNONVILLE, 124.
DUHEM, 59.
DURAND (W.-F.), 181.

EMANAUD, 226.

FAIRBURN, 180.
FERRAND, 10, 48, 216, 237.

GARIN Y SOCIATS, 128.
GAYDE, 68.
GODARD, 70.
GOODALL, 122.
GOULAÏEFF, 131.
GRILLE, 148.
GUILLOUX, 33, 57.

HAACK, 114.
HAMMAR, 133.
HART, 175, 199, 204, 208, 229, 233.
HAUSER, 2, 119.
HOLZAPFEL, 122.
HOUETTE, 154.

ISAKSON, 123.

JANET, 187.

KRILOFF, 29, 50, 58, 73, 143.

LAMBERT (Comte DE), 13.
LAUBEUF, 77, 78, 84, 147, 161, 164, 178, 189, 190, 212.

Lecointe, 41.
Le Cour-Grandmaison, 28.
Ledieu, 242.
Lefeuvre, 198.
Leflaive, 64.
Le Go, 103.
Lelong, 99, 100, 101, 150, 163, 177, 196, 205.
Leparmentier, 94.
Lisbonne, 3, 5.

Marbec, 8, 13, 20.
Maugas, 74, 173.
Maupeou d'Ableiges (Comte de), 6, 27, 168, 170, 202, 218, 225.
Merveilleux du Vignaux, 41.
Meulemeester (de), 197.
Moissenet, 83, 92, 106, 138.
Montupet, 125.
Moritz, 75.
Muller, 32, 38, 46, 67, 89.

Noakes, 136.
Noguier de Malijay, 239.
Normand, 1, 14, 25, 26, 34, 44, 63, 91, 144, 159, 235.

Paillotte, 198.
Piaud, 52, 53, 65, 95.
Pierrard, 54.
Pinczon, 88.
Pollard, 19, 60.

Rateau, 117, 166.
Ravier, 93, 107, 184.
Reffye (de), 17.
Risbec, 36.
Rota, 115.
Russo, 167.

Sciama, 51.
Schlick, 127.
Scribanti, 169, 217.
Simonot, 86, 104, 129.
Solignac, 148.
Stromeyer, 193.
Sylven, 134.

Tellier, 151, 200, 214, 234.
Turc, 132.
Turgan, 85, 96.

Van Meerten, 112, 165, 171, 203, 221, 241.
Vechkourtzoff, 76.
Ville, 192.
Vivet, 37.

Weyl, 23.
Widmann, 21.
Wilkinson, 87.
Williams, 236.
Woodward, 108.

INDEX ANALYTIQUE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DIX-SEPT PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Stabilité, 10, 16, 17, 29, 30, 59, 60, 92, 93, 94, 111, 112, 113, 120, 165, 169, 222, 223.
Similitude, 34.
Poids de coque, 2, 14.
Roulis et tangage, 13, 50, 58, 72, 73, 143, 155, 167.
Formes et résistance des carènes, 9, 36, 44, 45, 76, 77, 84, 85, 114, 115, 116, 130, 144, 158, 171, 172, 203, 217.
Gouvernail, 1, 25, 61, 78, 158.
Propulseurs, 19, 128, 230, 231, 232, 233.
Hélices, 1, 15, 25, 26, 47, 91, 117, 118, 130, 145, 146, 147, 157, 178, 179, 194, 195, 201, 211, 212.
Matériaux de construction, et mise en œuvre, 4, 33, 43, 57, 71, 74, 79, 83, 103, 104, 106, 107, 164, 173, 189, 190, 224, 225.
Rivetage, 11, 102.
Fatigue des coques, et vibrations, 37, 88, 126, 127, 159, 196.
Générateurs à vapeur, 6, 7, 22, 35, 68, 69, 70, 81, 82, 96, 97, 98, 124, 125, 129, 148, 161, 174, 193, 204, 226, 228, 239.
Appareils moteurs, 62, 75, 86, 101, 150, 151, 162, 163, 177, 191, 199, 200, 205, 206, 207, 227.
Types spéciaux de moteurs, 51, 53, 80, 149, 166, 175, 192.
Distribution de la vapeur, et rendement économique, 8, 21, 99, 100, 160, 176, 208, 209, 210, 240, 241.
Marine de guerre, guerre maritime, artillerie, 3, 5, 23, 42, 48, 49, 63, 64, 95, 108, 121, 122, 131, 144, 154, 185, 215, 216, 235, 236, 237, 238.
Marine marchande, 28, 32, 38, 46, 229.
Types spéciaux de navires, 18, 52, 65, 80, 87, 90, 132, 133, 134, 180, 181, 182, 183, 184, 199, 200, 213, 214, 234.
Jaugeage, 89, 123.
Réparations, renflouage, 31, 39, 109, 136, 137.
Géométrie, mécanique, résistance des matériaux, 12, 20, 104, 129, 142.
Divers, 24, 27, 40, 41, 54, 55, 56, 66, 67, 105, 110, 119, 135, 138, 139, 140, 141, 152, 153, 156, 168, 170, 186, 187, 188, 197, 198, 202, 218, 219, 220, 221.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages.

Statuts..... V

Règlement intérieur..... IX

Conseil..... XIII

Liste des membres donateurs..... XIV

Liste des membres d'honneur..... XIV

Liste générale des membres..... XV

Dix-huitième session de l'Association Technique Maritime..... XXVII

M. Jacques-Augustin Normand, sa vie et ses œuvres, par M. C. Ferrand, Ingénieur en chef de la Marine, Secrétaire général de l'Association Technique Maritime... LVII

SESSION DE 1907.

Note sur les hélices. Calcul de la résistance à la rotation (deuxième Note), par M. A. Bassetti, Ingénieur des Constructions navales, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire..... 1

Note sur le moment résistant d'un gouvernail. Expériences dynamométriques faites à bord d'un contre-torpilleur, par M. A. Bonnet..... 7

Variation du coefficient de résistance des carènes avec la vitesse, par M. Brosser, Ingénieur en chef de la Marine..... 17

Note sur l'effet du frottement dans l'écoulement des vapeurs, par M. J. Danis, Ingénieur de la Compagnie générale Transatlantique..... 21

Considérations sur un avant-projet de création d'une Compagnie française maritime de sauvetage et renflouage des navires, par M. M. Dibos, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut de France..... 39

Régulateur automatique d'immersion pour sous-marins, destiné à prévenir les sinistres que peut occasionner une fausse manœuvre des gouvernails horizontaux par suite d'inattention ou de maladresse, par M. L. Duris, Capitaine au long cours. 59

Note sur le *Dreadnought*, par M. Hart, Ingénieur attaché au service maritime de la Compagnie du Chemin de fer du Nord..... 67

Note sur le fonctionnement des hélices mues par turbines, par M. Hart. Ingénieur attaché au Service maritime de la Compagnie du Chemin de fer du Nord..... 95

Pages.

Note sur le travail à la tâche dans les travaux de constructions navales, par M. LAUBEUF, ancien Ingénieur en chef de la Marine..... 115

La surchauffe dans la Marine. Distribution par soupapes commandées système Lentz, par M. GODARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire..... 129

CONGRÈS INTERNATIONAL D'ARCHITECTURE NAVALE DE BORDEAUX.

Compte rendu du Congrès international d'Architecture navale tenu à Bordeaux les 25, 26 et 27 juin 1907..... 135

MÉMOIRES LUS AU CONGRÈS INTERNATIONAL D'ARCHITECTURE NAVALE.

Ventilation et réfrigération des soutes à munitions, par M. ADRIEN BOCHET..... 169

Sur un dispositif auto-amortisseur du roulis, par M. V. CRÉMIEU..... 181

Mémoire sur la compensation des compas de mer et les inductions tenaces, par M. DEVAUREIX, ex-commandant des paquebots-poste des Messageries maritimes, Président de la Société mutuelle de bienfaisance des Capitaines au long-cours.... 189

Compas de route à indications lumineuses, système GASTON GAILLARD, breveté en France et à l'Étranger..... 195

Papin et l'invention du bateau à vapeur, par M. le Dr E. GERLAND, Professeur à l'École Royale des Mines de Clausthal..... 201

Le présent et l'avenir de la navigation sous-marine, par M. LAUBEUF, ancien Ingénieur en chef de la Marine..... 211

Propulsion des navires par machines irréversibles, par M. LECOINTE, Ingénieur en chef honoraire de la Marine Belge..... 233

Éléments de la Mécanique du choc, par M. le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime..... 253

Influence des résultats de la guerre Russo-Japonaise sur l'Architecture navale, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite..... 327

Sur un navire quartier général, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite..... 349

Mémoire sur quelques points pratiques de l'application des turbines à la Marine, par M. C.-A. PARSONS, C. B., M. A., membre du Conseil de l'Institution of naval Architects, et M. E.-H. WHEATLEY RIDSDALE, membre de cette Société..... 353

Questions de rigidité et solidité des navires, par M. G. SIMONOT, Ingénieur principal de la Marine..... 371

Chalutiers à vapeur. Formule servant à déterminer leurs dimensions, par M. A. VAN DER CRUYCE, Inspecteur du Lloyd's Register..... 377

Les vibrations à bord, leur cause, simple moyen d'y remédier, par M. SYLVAIN-ADOLPHE WEHMEYER, Ingénieur du Génie naval Italien..... 385

PLANCHES I-III. — Le *Dreadnought*, Mémoire par M. HART.

PLANCHES IV-VIII. — *Propulsion des navires*, par M. LE COINTE.

39705 Paris. — Imp. GAUTHIER-VILLARS, quai des Grands-Augustins, 55.

This book should be returned to the Library on or before the last date stamped below.

A fine of five cents a day is incurred by retaining it beyond the specified time.

Please return promptly.